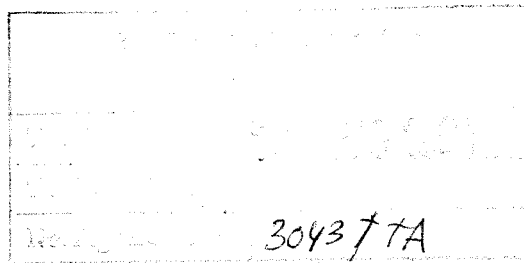


3100096007794

TUGAS AKHIR

TN 1701



**ANALISA TINGKAT KEBISINGAN MESIN JASTRAM
PADA LABORATORIUM MESIN
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN ITS
S U R A B A Y A**

RSKe
620.23
Sum
a-1
1994



Disusun oleh :

PRAMODA AGUNG SUMADHIJONO

NRP. 4884200183

**JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
S U R A B A Y A**

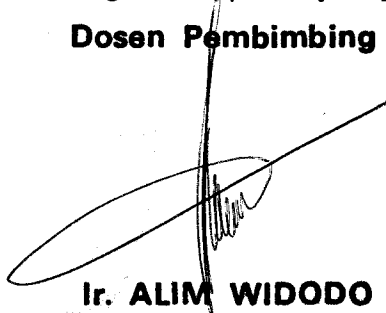
1994

TUGAS AKHIR

TN 1701

**ANALISA TINGKAT KEBISINGAN MESIN JASTRAM
PADA LABORATORIUM MESIN
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN ITS
S U R A B A Y A**

**Mengetahui / menyetujui
Dosen Pembimbing**



Ir. ALIM WIDODO

NIP. 131 474 402

**JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
S U R A B A Y A**

1994

KATA PENGANTAR

Dengan rasa syukur ke hadirat Tuhan Yang Maha Esa atas segala limpahan rahmat dan bimbinganNya yang telah diberikan pada penulis sehingga dapat terselesaikannya Tugas Akhir Skripsi ini.

Karya Tulis ini merupakan salah satu dari rangkaian Tugas Akhir (TN 1701) yang harus penulis tempuh, untuk meraih gelar kesarjanaan (S1) dibidang Teknik Permesinan Kapal pada Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Kata Permesinan dalam Teknik Permesinan Kapal menekankan pada suatu pengertian 'sistem' untuk melayani kapal yang bersangkutan. Dalam hal ini penulis mencoba menguraikan salah satu bagian penting dari sistem pembuangan gas buang dari motor yang mana penulis akan mengambil sampel motor pada Laboratorium Jurusan Teknik Permesinan Kapal.

Penulis mengakui bahwa mata kuliah yang berkaitan dengan karya tulis ini sangat sedikit ,maka dari itu

penulis ingin mengucapkan rasa terimakasih yang sedalam dalamnya kepada :

1. Bpk. Ir. Bambang Supangkat, selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal FTK - ITS.

2. Bpk. Ir. Sardono Sarwito ,selaku Dosen Wali penulis.

3. Bpk. Ir. Alim Widodo, selaku Dosen Pembimbing penulis dan selaku Dosen Pengajar mata kuliah Kebisingan.

4. Bpk. Ir. Indrajaya, selaku Ketua Laboratorium Mesin Jurusan Teknik Permesinan Kapal FTK - ITS.

5. Bpk. Ir. Agus Santoso, selaku Instruktur Laboratorium Mesin Jurusan Teknik Permesinan Kapal FTK - ITS.

6. Dan masih banyak lagi bantuan daripihak pihak yang tak dapat penulis sebutkan satu persatu selama penulisan Skripsi ini berlangsung.

Demikian pula ucapan terimakasih penulis sampaikan kepada :

1. Ibunda tercinta yang dengan sabar menanti keberhasilanku.

2. Istriku yang terkasih, yang senantiasa

mendampingiku dalam penyelesaian ini, serta tak lupa buah hatiku 'Tia - Tiu'.

3. Ibu mertua yang tersayang.

4. PakDe Djoko dan Bu-De Sonya, yang telah ikut membiayai selama studiku.

5. Sobatku Handy Hendarto.

6. Tak lupa rekan rekan Permesinan Kapal angkatan '88 atas dorongan dan semangat yang terus menerus membantu terselesaikannya Tugas Akhir Skripsi ini.

Akhir kata penulis mengharapkan maaf yang sebesar besarnya, apabila didapati kekurangan dalam Skripsi ini. Dan setiap kritik yang membangun dari pihak pembaca akan penulis terima dengan tangan terbuka.

Penulis

DAFTAR ISI

	Halaman
LEMBAR PENGESAHAN	
LEMBAR SURAT TUGAS	
KATA PENGANTAR.....	i
DAFTAR ISI.....	iv
DAFTAR NOTASI.....	vi
 BAB I : PENDAHULUAN	
I.1. Latar Belakang Masalah	
Uraian.....	I-2
I.2. Tujuan Penulisan	
Uraian.....	I-3
I.3. Batasan Dan Lingkup Permasalahan	
Uraian.....	I-4
I.4. Metode Penulisan	
Uraian.....	I-4
 BAB II : NOISE	
II.1. Besaran Bunyi	
a. Frekuensi dan Perioda.....	II-3
b. Panjang Gelombang.....	II-3
c. Amplitudo.....	II-4
d. Daya bunyi.....	II-8
e. Intensitas Bunyi.....	II-9
II.2. Faktor - Faktor Yang Menimbulkan Kebisingan	
Uraian.....	II-13
II.3. Kebisingna Pada Motor Diesel	
- Air Borne Noise.....	II-15
- Structure Borne Noise.....	II-17
1. Kebisingan Akibat Proses Pembakaran.....	II-17
2. Kebisingan Oleh Elemen Mesin.....	II-24
II.4. Pengaruh Kebisingan Terhadap Telinga Manusia	
Uraian.....	II-28

DAFTAR NOTASI

T	= Periode
f	= Frekuensi
λ	= Panjang gelombang
SPL	= Sound Pressure Level
LW	= Sound Power Level
I	= Intensitas bunyi
A	= Luas penampang muffler
a	= Kecepatan bunyi dalam fluida
BHP	= Daya out put motor diesel
Cp	= Panas spesifik pada tekanan konstan
D	= Diameter Pipa
d	= Diameter muffler
\cdot D	= Piston displacement
F	= Faktor gesekan
Fu	= Ratio bahan bakar
K	= Perbandingan Cp - Cv
L	= Panjang muffler
Ma	= Bilangan mach
Mf	= Fluks massa bahan bakar
Mg	= Fluks massa gas buang
Mu	= Fluks massa udara

P_o	= Tekanan stagnasi gas
R	= Tetapan gas
Re	= Bilangan Reynolds
Rpm	= Putaran motor diesel
$Sfoc$	= Konsumsi bahan bakar spesifik
T	= Temperatur gas
T_o	= Temperatur stagnasi gas
V	= Kecepatan aliran gas
ρ	= Massa jenis gas
ΔL	= Perbedaan panjang pipa maksimum
P	= Tekanan gas
W	= Sound power of mechine
W_{ref}	= Daya referensi
F_n	= Sound power convection faktor
T_n	= Batas waktu yang diijinkan

B A B I

P E N D A H U L U A N

Keberadaan laboratorium dalam sebuah perguruan tinggi sangatlah mutlak diperlukan. Pada saat sekarang ini ada bermacam macam jenis laboratorium. Seperti Lab. Fisika, Lab. Komputer, Lab. Biologi, Lab. Mesin, Lab. Bahasa dan lain sebagainya. Di dalam laboratorium para mahasiswa dapat meneliti atau dapat mencari kesimpulan kesimpulan tentang disiplin ilmu yang sedang ditekuninya.

Segi kenyamanan di dalam lab. merupakan penunjang keberhasilan para mahasiswa dalam melakukan percobaan atau penelitiannya. Kenyamanan ini ditentukan banyak faktor antara lain : kebisingan, kualitas dan kuantitas udara, temperatur udara, kelengkapan alat alat lab., penerangan dan masih banyak lagi yang lainnya. Untuk mencapai tingkat kenyamanan yang diinginkan tentunya semua faktor di atas harus direncanakan sedemikian rupa sehingga didapat kondisi

yang optimum yang mampu menjadikan para praktikan merasa nyaman.

Pada kesempatan ini penulis khusus akan membicarakan tentang Lab. Mesin Jurusan Teknik Permesinan Kapal FTK-ITS. Salah satu faktor yang berpengaruh besar pada kenyamanan adalah noise. Noise dapat diartikan sebagai bising yang berarti bunyi yang tidak dikehendaki. Apabila bising ini terjadi pada tingkat suara yang tinggi dan berkepanjangan maka akan menyakitkan dan akan berdampak menurunkan daya pendengaran yang pada akhirnya kenyamanan yang didambakan tidak akan tercapai.

1.1. LATAR BELAKANG MASALAH

Pada laboratorium Mesin, peralatan utama yang ada adalah seperangkat mesin induk beserta perlengkapannya. Yang mana mesin tersebut merupakan sumber utama kebisingan. Sewaktu mesin bekerja terjadi tumbukan, gesekan gesekan antara bagian bagian mesin serta adanya aliran fluida yang mempunyai tekanan besar, sehingga akan menimbulkan bunyi.

Kebisingan oleh bunyi yang timbul akibat gesekan

dan ketukan bagian bagian mesin merupakan kebisingan yang secara teoretis sukar sekali dikendalikan. Sampai saat ini pengaturan kebisingan dari bunyi yang timbul sebagai akibat bekerjanya mesin hanyalah dilakukan dengan memberi isolasi agar getaran tidak menyebar kesekelilingnya dan dengan penyempurnaan pada sistem pembuangan gas sisa sisa pembakaran dalam silinder.

Penggunaan saluran yang relatif lebih pendek, belokan yang sedikit dan pemilihan muffler atau silencer yang tepat diharapkan akan dapat mengurangi kebisingan yang akan timbul. Bila cara di atas telah ditempuh namun hasilnya tidak sesuai dengan yang dikehendaki maka perlu direncanakan penanganan lebih lanjut.

1.2. TUJUAN PENULISAN

Pada penulisan Tugas Akhir (Skripsi) ini penulis akan menganalisa besarnya tingkat daya bunyi sebagai salah satu parameter kebisingan yang timbul pada sistem pipa gas buang Mesin Jastram pada Lab. Mesin Teknik Permesinan Kapal FTK-ITS, sekaligus penulis akan menentukan batas waktu yang diperbolehkan praktikan berada

pada laboratorium tersebut. Perhitungan dan penentuan ini nantinya bisa diterapkan pada kamar mesin dalam kapal sesungguhnya.

1.3. BATASAN MASALAH

1. Analisa hanya dilakukan pada kebisingan yang timbul pada pipa saluran gas buang, pada putaran motor dibawah 1000 RPM.

2. Pipa gas buang dianggap sebagai pipa halus dengan ketebalan yang sama berdiri sendiri.

3. Langkah pengaturan kebisingan yang timbul tidak dibahas.

4. Penentuan tingkat kebisingan ditentukan dengan jalan perhitungan.

5. Perlindungan yang pendengaran berdasar pada literatur yang ada.

1.4. METODOLOGI

Pembahasan yang dilakukan pada karya tulis (skripsi) ini berdasarkan pada buku buku referensi yang ada dan catatan kuliah yang tersedia.

B A B II

N O I S E

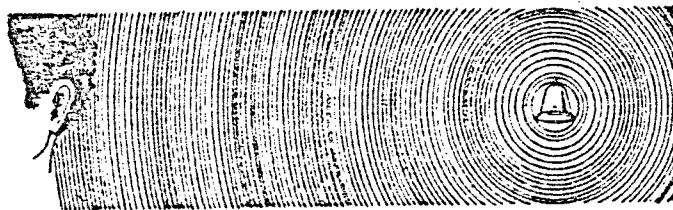
Noise dapat diartikan sebagai bising yang berarti bunyi yang tidak dikehendaki. Apabila kebisingan ini terjadi pada tingkat suara yang tinggi dan berkepanjangan, maka akan menyakitkan dan menurunkan daya pendengaran. Oleh karena itu pengendalian bising merupakan faktor penting dalam memelihara lingkungan hidup yang serasi dan harmonis.

Telah disadari bahwa disekeliling kita terdapat bermacam macam suara yang dapat menyebabkan kebisingan, misalnya : letusan mercon, mesin mesin industri, deru kereta api, bunyi truck truck berat, pompa pompa dan sebagainya. Sebelum masuk pada bab exhaust muffler, perlu kiranya kita mengerti dahulu tentang bunyi dan besaran bunyi.

Bunyi adalah perambatan gangguan melalui media elastis dan menyebabkan perubahan/displacement pada partikel- partikel atau perubahan tekanan dimana perubahan itu dapat dideteksi oleh manusia atau peralatan lain; media elastis itu seperti zat padat, cairan maupun gas. Dengan kata lain bunyi dapat diterangkan sebagai berikut :

"Bila suatu benda bergetar, getaran ini menyebabkan perubahan tekanan udara normal dan tekanan udara ini diteruskan ke segala arah, kemudian diteruskan ketelinga."

Jadi bunyi tidak lain adalah hasil dari perambatan getaran. Oleh karena itu bunyi merupakan gelombang longitudinal (gelombang yang merambat dalam arah yang berimpit dengan arah getaran tiap tiap bagian).



Gambar 2.1. Gelombang pada udara.

2.1. BESARAN BUNYI

Frekwensi (f) dan Periode (T)

Frekwensi merupakan jumlah getaran yang ada dalam satu satuan waktu dan dinyatakan dalam cycle persecond atau herzt (Hz). Frekwensi ini merupakan besaran yang menentukan lambat atau cepatnya getaran. Tidak semua getaran dapat kita dengar, getaran yang terlalu cepat atau terlalu lambat tidak dapat ditangkap oleh telinga manusia. Bunyi yang dapat ditangkap oleh telinga manusia berkisar antara 20 Hz hingga 20.000 Hz.

Sedangkan periode merupakan waktu yang dibutuhkan untuk melakukan suatu getaran.

$$T = 1/f \text{ second.}$$

Panjang gelombang (λ)

Panjang gelombang didefinisikan sebagai jarak yang ditempuh oleh gelombang bunyi dalam satu periode getaran. Panjang gelombang ini tergantung dari temperatur gas di dalam muffler dan dapat dihitung sebagai berikut :

$$\lambda = \frac{345}{f} \sqrt{\frac{\theta_c + 273}{295}} \quad \text{m} \quad (1)$$

atau

$$\lambda = \frac{1130}{f} \sqrt{\frac{\theta_f + 460}{295}} \quad \text{ft}$$

dimana :

-f = frekwensi.....Hz.

θ_c = temperatur muffler..... $^{\circ}\text{C}$

θ_f = temperatur muffler..... $^{\circ}\text{F}$

P_o = tekanan udara normal

Amplitudo

Keras atau lemahnya bunyi ditentukan oleh besarnya amplitudo. Makin besar amplitudo, maka makin keras bunyinya. Suara guntur misalnya lebih keras daripada suara orang yang bercakap cakap, karena amplitudo sumber bunyi yang pertama lebih besar daripada amplitudo sumber bunyi yang kedua.

Amplitudo sering pula dihubungkan dengan besaran lain dn biasanya dinyatakan dengan parameter

Tekanan Bunyi yang mempunyai satuan $\text{N/m}^2 = \text{Pascal (Pa)}$. Bila tekanan dinyatakan dalam skala linier dan dihubungkan pula dengan kemampuan telinga manusia untuk mendengar maka timbul masalah sebagai berikut, bunyi terlemah yang masih dapat didengar adalah bunyi dengan tekanan 20 Pa pada frekuensi 1000 Hz. (threshold of hearing). Sedangkan tekanan bunyi yang mulai menyebabkan rasa sakit pada telinga adalah bunyi yang mempunyai tekanan sebesar 100 Pa (threshold of pain). Jadi bila skala linier ini dipakai untuk pengukuran tekanan bunyi maka kita akan bekerja dengan selang waktu yang terlampau lebar. Hal ini sangat menyulitkan.

Untuk mengatasi keadaan tersebut digunakan skala logaritmik dimana secara kebetulan telinga manusia juga mempunyai response logaritmik terhadap rangsangan atau stimulus. Pemakaian skala logaritmik menyempitkan nilai selang bunyi dari ambang pendengaran sampai ambang rasa sakit dan dinyatakan dalam satuan bel. Satuan bel didefinisikan sebagai logaritma dari ratio 2 besaran (tekanan, daya, intensitas, dan lain lain), namun satuan ini untuk besaran akustik terlalu besar, karena itu

digunakan satuan Decibel (dB) yang besarnya adalah sepersepuluh Bel. Dalam skala dan satuan ini tekanan bunyi dinyatakan sebagai Tingkat Tekanan Bunyi (Sound Pressure Level) yang secara matematis ditulis sebagai berikut :

$$\text{SPL} = 20 \log \frac{p}{p_{\text{ref}}} \text{ dB} \quad (2)$$

dimana : $p_{\text{ref}} = 20 * 10^{-6} \text{ Pa}$

atau

$$\text{SPL} = 10 \log \left[\frac{p}{p_{\text{ref}}} \right]^2 \text{ dB} \quad (3)$$

$$p = 0,707 P_{\text{peak}}$$

$$P_{\text{peak}} = \text{tekanan puncak bunyi, N/m}^2 \text{ (Pa)}$$

Untuk bunyi terlemah yang dapat didengar yaitu $p = 20 * 10^{-6} \text{ Pa}$, diperoleh $\text{SPL} = 130 \text{ dB}$. Jadi tingkat bunyi yang dapat didengar adalah dari 0 sampai 130 dB. Sebagai gambaran dapat dilihat pada gambar 2.2 dan 2.3.

FUNDAMENTALS OF SOUND AND VIBRATION

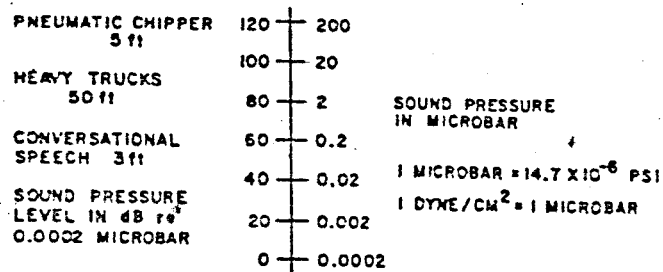


Fig. 1-13. Comparison between sound pressure and sound-pressure level.

Gambar 2.3. Perbandingan antara sound pressure dan sound pressure level.

Daya Bunyi (L_w)

Daya bunyi merupakan jumlah perbandingan suatu daya terukur dari peralatan dengan daya referensi. Daya bunyi ini tidak tergantung pada jarak dari sumber bunyi dan hal ini yang membedakan tekanan bunyi. Jadi daya bunyi (Sound-Power Level) ini hanya menentukan seberapa jauh

sumber bunyi yang dihasilkan peralatan tersebut yang dinyatakan :

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_{ref}} \quad \text{dB} \quad (4)$$

dimana : W_{ref} = daya referensi = 10^{-12} Watt

Intensitas Bunyi (I)

Dasar yang dipakai untuk menyatakan ukuran bunyi pada grafik grafik Fletcher Munsion, seperti terlihat pada gambar 2.4. (A), dibuat oleh dua penelitian terhadap banyak orang Amerika. Grafik grafik tersebut menunjukkan intensitas bunyi murni dari berbagai frekuensi yang dapat didengar sebagai bunyi dengan kekerasan sama dengan bunyi murni 1000 Hz.

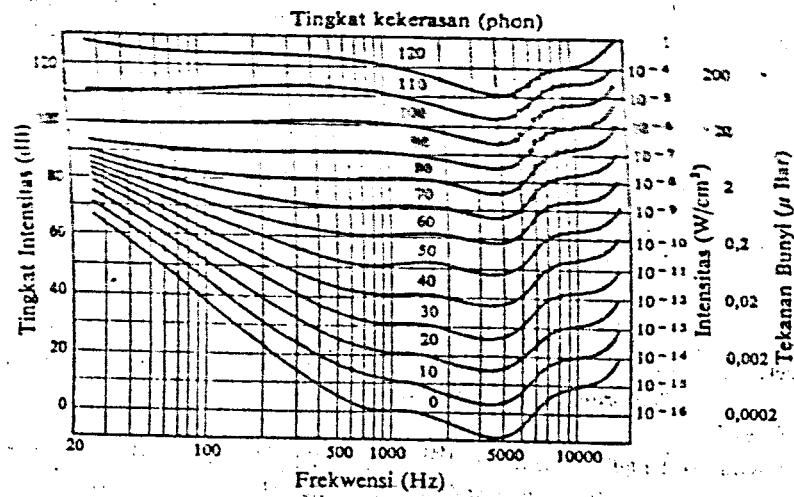
Grafik yang terendah dalam gambar tersebut dinyatakan dengan angka nol . Pada 1000 Hz tingkat intensitasnya adalah 0 dB, yaitu sesuai dengan tekanan bunyi $0,0002 \text{ Bar} = 2 * 10^{-5} \text{ N/m}^2$ atau intensitas $10^{-16} \text{ Watt/cm}^2$ dari bunyi berfrekuensi 1000 Hz. yaitu bunyi yang paling lunak yang masih dapat didengar oleh telinga

manusia . Intensitas ini dinyatakan dengan I_0 dan dipakai sebagai standard . Intensitas sebarang bunyi , I dinyatakan dengan tingkat intensitas relatif IL . Intensitas dan tekanan bunyi ditunjukkan pada sumbu ordinat sebelah kanan, sedangkan IL ditunjukkan oleh sumbu ordinat sebelah kiri.

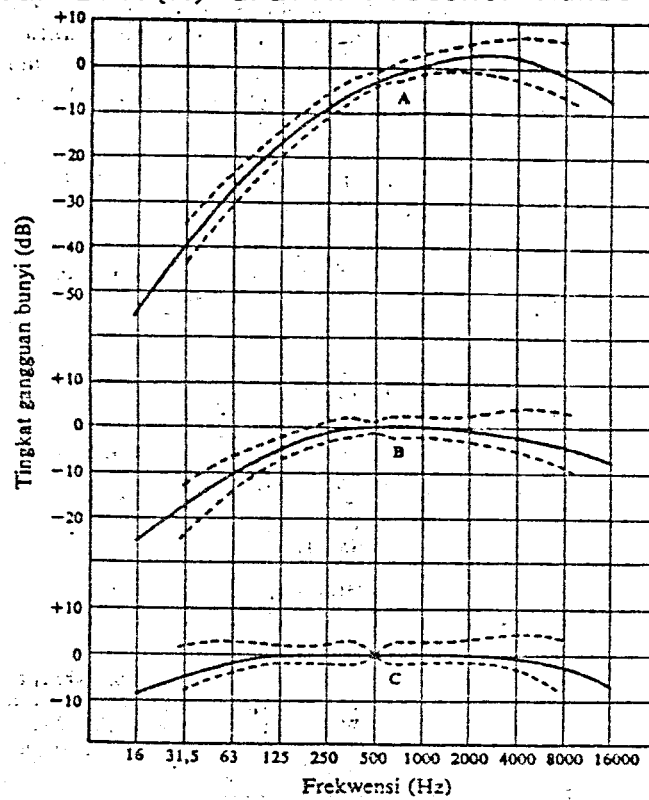
Grafik dengan parameter 0 menunjukkan IL dari setiap frekuensi bunyi murni yang paling lunak. Dapat dilihat bahwa di bawah 1000 Hz dan di atas 6000 Hz, setiap bunyi dengan intensitas 10^{-16} Watt/cm² tidak terdengar. Maka grafik dengan parameter 0 sampai 120 menunjukkan IL dari setiap frekuensi bunyi yang dapat didengar pada kekerasan yang sama dengan bunyi dengan kekerasan L dB pada frekuensi 1000 Hz. Kekerasan setiap bunyi pada grafik dengan parameter L dikatakan mempunyai tingkat kekerasan ("Loudness Level") L phon.

Tingkat referensi untuk pengukur tingkat bunyi ("sound level meter") adalah juga $2 * 10^{-5}$ N/m² atau 10^{-16} Watt/cm² pada 1000 Hz. Ada tiga jenis grafik standard bunyi yang terdengar. Masing masing dinyatakan sebagai karakteristik A, B dan C. Garis garis padat dalam gambar

2.4 (B) menunjukkan ketiga karakteristik yang dipergunakan dalam Japanese Industrial Standard (JIS). Sedangkan garis garis patah menyatakan toleransinya. Karakteristik A menyerupai kurva 40-phon pada gambar 2.4. (A);B, menyerupai kurva 70-phon dan C menyerupai kurva 100-phon. Tingkat intensitas bunyi berdasarkan karakteristik tersebut diatas dinyatakan sebagai dB(A), dB(B) dan dB(C), atau berturut-turut , phon(A), phon(B) dan phon(C). Meskipun dB(A) atau phon(A) biasa dipergunakan sebagai standard pengukuran, sedangkan B dan C hanya menunjukkan harga harga referensi, tetapi hendaknya dianjurkan untuk memperoleh sekurang kurangnya dB(C).



Gambar 2.4.(A) Grafik Fletcher Munson



Gambar 2.4. (B) Grafik Standard Pengukuran

Pada gambar 2.4.(B) terlihat bahwa karakteristik C boleh dikatakan datar di dalam daerah frekuensi yang luas. Sedangkan karakteristik A tidak demikian, tetapi memberikan harga lebih rendah didalam frekuensi yang rendah. Jika hasil pengukuran dB(A) sangat lebih rendah daripada hasil pengukuran dengan dB(C), maka hal itu berarti bahwa kebanyakan komponen bunyi tersebut ada di dalam frekuensi rendah. Jika hasil kedua pengukuran itu tak berbeda banyak, maka hal itu berarti bahwa bunyi ada di dalam daerah frekuensi tinggi. Jadi dari hasil pengukuran serempak dengan skala dB(A) dan dB(C), maka distribusi komponen komponen bunyi tersebut dapat diperkirakan dengan baik.

2.4. FAKTOR FAKTOR YANG MENIMBULKAN KEBISINGAN

Kebisingan sebagai suatu bunyi yang tidak dikehendakai merupakan gejala psikis yang sangat obyektif sekali sifatnya antara orang yang satu dengan orang yang lainnya. Karena itulah dibuat suatu kriteria untuk dapat menyatakan kapan seorang merasa terganggu dengan adanya suara yang tidak dikehendaki tersebut.

Secara teoretis kebisingan ditimbulkan oleh empat faktor yaitu :

1. Wide Band Noise, yaitu suatu kebisingan dimana seluruh energi akustik tersebar di dalam daerah atau range frekuensi yang luas.
2. Narrow Band Noise, yaitu suatu kebisingan dimana seluruh energi akustik tersebar di dalam daerah atau range yang lebih sempit atau seolah olah terpusat pada suatu frekuensi.
3. Impulse Noise, yaitu suatu kebisingan yang terputus-putus baik berulang ulang ataupun tidak seperti misalnya pukulan palu.
4. Steady Noise, yaitu suatu kebisingan yang sifatnya tetap (steady), misalnya kebisingan motor diesel, generator dll.

2.3. KEBISINGAN PADA MOTOR DIESEL

Tabel 2.1. menunjukkan bahwa kebisingan yang timbul pada motor diesel putaran rendah mempunyai nilai yang paling rendah bila dibandingkan dengan kebisingan yang timbul pada motor diesel putaran sedang maupun

putaran tinggi. Meskipun demikian pada kenyataannya daya bunyi yang dipancarkan oleh motor diesel putaran rendah akan lebih besar bila dibandingkan dengan daya bunyi yang ditimbulkan oleh motor diesel putaran sedang maupun motor diesel putaran tinggi.

Kebisingan pada motor diesel ditinjau berdasarkan cara perambatannya dibedakan menjadi :

- a. Air Borne Noise, yang didefinisikan sebagai kebisingan yang mana perambatannya melalui udara atau dengan adanya udara . Kebisingan pada motor diesel yang cara perambatannya seperti ini adalah kebisingan yang timbul akibat proses pembakaran dalam silinder serta kebisingan yang timbul pada sistem gas buang motor tersebut.
-

Type of Machinery	Noise Level dB(A)
Main Diesel Engine Low Speed	100
Main Diesel Engine Medium Speed	105
Main Diesel Engine High Speed	110
Diesel Generator Engine	105 - 110
Main Steam Turbine	95
Turbo Generator	100
Forced Draft Fan	105
Turbin for Charge Oil Pump	105
Cargo Oil Pump	115
Feed Water Pump	105
Hidraulic Pump	105
Electric Pump	95

Tabel 2.1. Tingkat Kebisingan

Sumber ref. 1 hal 11

- b. Structure-Borne Noise, yang didefinisikan sebagai kebisingan yang diakibatkan oleh adanya perambatan pada structure dari elemen motor . Misalnya kebisingan yang dihasilkan oleh pembakaran di dalam silinder dan gaya inersia dari bagian bagian motor yang bergerak bolak balik dan dari rantai yang menggerakkan cam shaft untuk katup atau pompa injeksi bahan bakar.

Secara umum kebisingan yang timbul pada motor diesel dapat dibedakan berdasarkan sumber datang suara tersebut yaitu :

- a. Kebisingan akibat proses pembakaran dalam silinder dan sistem saluran gas buang.
- b. Kebisingan yang timbul pada elemen mesin seperti cam, gear, mekanisme engkol dan silinder, bearing dan lain sebagainya.

2.3.1. KEBISINGAN AKIBAT PROSES PEMBAKARAN DALAM SILINDER DAN SISTEM GAS BUANG

Untuk menganalisa hubungan antara proses

pembakaran dengan kebisingan, maka diberikan beberapa persamaan antara lain :

* *Intensitas Bunyi (I)* :

$$I \propto N^n$$

dimana :

I = intensitas bunyi dB

N = kecepatan motor rpm

n = combustion index dB/decade

Institut of Sound and Vibration Research (ISVR) pada University of Southampton memberikan suatu persamaan yang mempunyai hubungan antara combustion index n dengan rate of pressure rise RPR, yaitu sebagai berikut :

$$\text{Combustion Index } n = 4,3 - 0,21 \text{ RPR}$$

Sehingga persamaan diatas menjadi :

$$I \propto N^{(4,3 - 0,21 \text{ RPR})}$$

Tingkat Kebisingan.

ISVR juga memberikan suatu persamaan tingkat kebisingan yang timbul pada suatu motor diesel, baik yang

menggunakan turbocharger maupun tidak.

$$\text{Tingkat kebisingan, dB} = 30 \log_{10} N + 50 \log_{10} B + \\ (2,1 \text{ RPR} - 13) \log_{10} (5455/N) - 103 \text{ dB}$$

dimana :

N = Kecepatan motor rpm

B = Garis tengah silinder motor mm

RPR = Rate of Pressure Rise bar/°C

Sehingga dari persamaan ini dapat diperoleh kesimpulan bahwa semakin besar kecepatan motor atau bila beban motor semakin kecil maka tingkat kebisingan yang ditimbulkan semakin besar pula. Hal ini dapat dilihat pula pada gambar 2.2. dan gambar 2.3.

Kebisingan yang timbul pada sistem gas buang motor diesel merupakan kebisingan yang timbul sebagai akibat dari adanya aliran gas buang dalam sistem pipa saluran gas buang. Dalam hal ini kebisingan bisa timbul pada pipa belok saluran gas buang, silencer dan pada ujung dari pipa gas buang tersebut.

Kebisingan akibat adanya aliran gas yang mempunyai kelajuan yang tinggi atau non steady dan

interaksi aliran gas tersebut dengan obyek padat disebut dengan kebisingan aerodinamis.

Sumber kebisingan aerodinamis dapat dibedakan dalam tiga sumber yaitu : satu kutub, dua kutub dan empat kutub. Persamaan yang menghubungkan besarnya daya bunyi yang diradiasikan dengan parameter penting diberikan dalam :

$$- W_{A_{\text{satu kutub}}} \propto \rho \cdot L^2 \cdot u^4 / c = \rho \cdot L^2 \cdot u^3 \cdot M$$

$$- W_{A_{\text{dua kutub}}} \propto \rho \cdot L^2 \cdot u^6 / c = \rho \cdot L^2 \cdot u^5 \cdot M$$

$$- W_{A_{\text{empat kutub}}} \propto \rho \cdot L^2 \cdot u^8 / c = \rho \cdot L^2 \cdot u^7 \cdot M$$

dimana :

W_A	= Daya bunyi yang diradiasikan	Watts
L	= Panjang	m
ρ	= densitas dari gas	kg/m ³
u	= kecepatan aliran,	m/sec
c	= kecepatan bunyi dalam gas	m/sec
M	= Bilangan Mach	

Bising pada saluran pipa gas buang motor diesel terjadi karena laju aliran gas buang yang tinggi

atau terjadinya drop tekanan dan karena adanya gesekan antara partikel gas buang dengan dinding pipa. Bagian dari sistem pipa gas buang yang merupakan sumber timbulnya bunyi adalah :

1. Silencer

2. Pipa ujung gas buang (Exhaust Port)

Daya bunyi yang dihasilkan dalam silencer akibat adanya drop tekanan dapat diketahui dengan persamaan :

$$L_v = -145 + 55 \log_{10} A - 45 \log_{10} \frac{P}{100} - 20 \log_{10} \frac{(460 + T)}{530}$$

dimana :

L_v = tingkat tekanan bunyi dB

V = kecepatan bunyi ft/mt

A = penampang melintang silencer ft

T = temperatur gas °F

P = prosentase luas bukaan melintang dalam bukaan silencer dibagi dengan luas penampang melintang silencer.

Bunyi yang timbul pada jet bebas tanpa adanya

padatan dalam aliran gas pada exhaust port dapat dihitung dari daya mekanis dari aliran jet itu. Daya mekanis dari aliran gas dihitung dengan :

$$W_{\text{mech}} = 0,5 \, m \, V^2 \quad \text{Watt}$$

dimana : W_{mech} = daya mekanis dari jet.

$$m = dm/dt = \text{laju aliran massa} \quad \text{kg/s}$$

$$V = \text{kecepatan keluar jet} \quad \text{m/s}$$

Tingkat tekanan bunyi menyeluruh dari kebisingan yang timbul pada jet adalah :

$$L_v = 10 \log_{10} (5 \, m \, V^2 \, \xi \, 10^{11}) \, \text{dB}$$

dimana ξ = efisiensi yang bisa dilihat dalam tabel berikut :

2.3.2. KEBISINGAN OLEH ELEMEN MESIN

Pada sebuah motor sumber bunyi yang utama yang menjadi penyebab timbulnya kebisingan adalah adanya suara yang timbul akibat gesekan maupun ketukan antara elemen elemen mesin, seperti bunyi akibat ketukan cam, gesekan pada bantalan, ketukan pada roda gigi dan lain lainlah.

Kebisingan yang timbul ini adalah termasuk kebisingan yang diakibatkan oleh struktur (structure borne noise) yang sulit untuk dianalisa.

Namun demikian karena kebisingan yang ditimbulkan oleh elemen mesin merupakan komponen yang penting, maka penting kiranya mengetahui sedikit tentang kebisingan yang ditimbulkan oleh elemen mesin.

a. Kebisingan pada roda gigi.

Kebisingan pada roda gigi hanya tergantung dari frekuensi kontak roda gigi.

$$f_c = (N_p \times n_p) / 60 \text{ Hz}$$

dimana : N_p = jumlah gigi pinion

n_p = kecepatan pinion dalam rpm.

Faktor utama yang menentukan besarnya kebisingan

yang timbul pada roda gigi adalah : type roda gigi, sudut tekan perbandingan sentuhan, luas permukaan, kelurusan roda gigi, penyelesaian permukaan roda gigi, pitch, kecepatan, beban yang ditransmisikan dan sebagainya.

b. Kebisingan pada bantalan.

Penyebab utama kebisingan pada bantalan adalah karena bunyi yang timbul akibat adanya gesekan antara poros dengan bantalan. Gesekan ini akan menimbulkan bunyi dan juga getaran. Penyebab utamanya adalah kekurangan pelumas atau pelumasan yang salah.

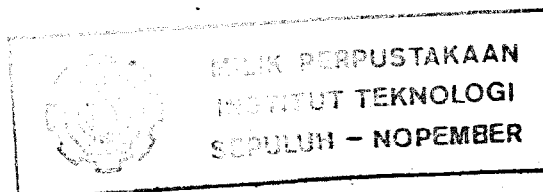
c. Kebisingan pada cam.

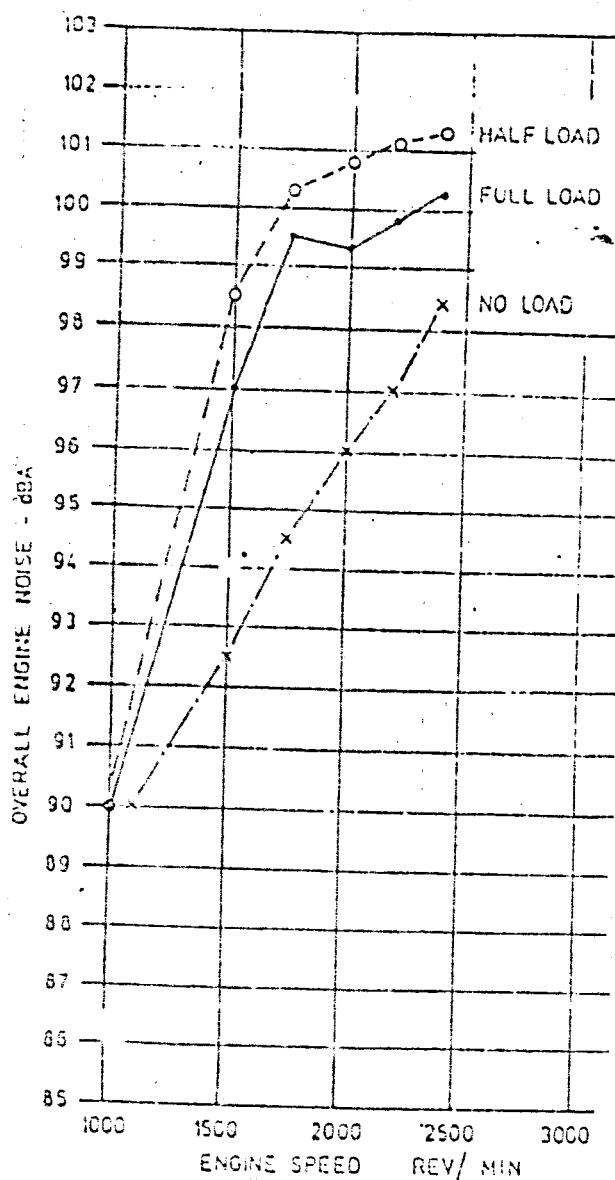
Air-Borne mech noise yang ditimbulkan oleh mekanisme cam tidak dapat dihitung hanya dengan mengetahui gerakan pengikutnya (follower motion) saja. Bahkan dalam hal ini massa, kekakuan dan karakteristik kecepatan yang ditimbulkan oleh gaya dinamik harus pula dihitung.

Ada banyak hal yang perlu diperhatikan dalam merencanakan atau memilih mekanisme dari cam untuk pengoperasian pada kecepatan tinggi atau ketika kebisingan dan getaran diperhitungkan. Antara lain seperti pelumasan, dan menggunakan material yang mempunyai gesekan yang rendah, akselerasi yang lembut dan sebagainya.

d. Mekanisme engkol.

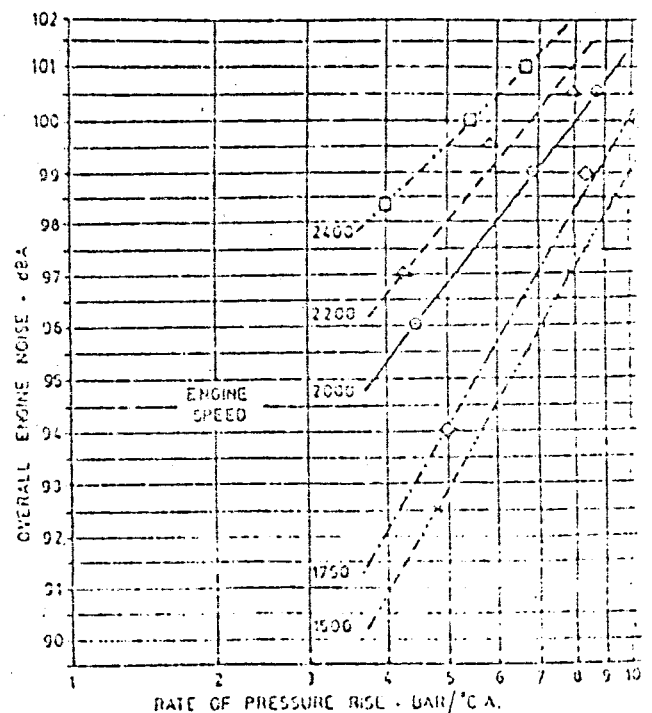
Sumber kebisingan dalam mekanisme engkol adalah apa yang diketahui sebagai "piston slap". Piston slap merupakan fenomena yang kompleks yang disebabkan oleh kombinasi efek tekanan dan gaya inersia yang bekerja pada sistem yang mengakibatkan piston bergerak searah di dalam silinder. Gerakan ini menyebabkan piston bergesekan dengan dinding silinder. Gesekan inilah yang menjadi sumber utama kebisingan.





Gmb.2.5. Hubungan antara tingkat kebisingan dengan kecepatan.

Gmb. 2.6. Hubungan antara tingkat kebisingan dengan RPR



2.4. PENGARUH KEBISINGAN TERHADAP TELINGA MANUSIA

Pengaruh kebisingan terhadap telinga manusia adalah berubahnya ambang pendengaran. Untuk lebih jelasnya perlu dipahami lebih dahulu bagaimana mekanisme telinga manusia bekerja.

Mekanisme Telinga

Telinga sebagai alat pendengaran, bila menerima gelombang suara, selanjutnya diteruskan ke otak dan kemudian menghasilkan aksi yang salah, hal ini berarti bahwa telinga tidak berfungsi dengan baik.

Suara mempengaruhi fungsi telinga dengan dua cara yaitu :

- Karena kerusakan fisik pada mekanisme pendengaran, sehingga alat pendengaran kurang peka.

- Suara yang terlalu keras atau kecil.

Yang pertama sifat pengaruhnya tetap, sedang yang kedua adalah sementara. Keduanya dapat dievaluasi melalui obyektif test. Telinga manusia mempunyai mekanisme yang rumit dan peka, terdiri dari tiga bagian utama yaitu :

- Telinga bagian luar.

- Telinga bagian tengah.
- Telinga bagian dalam.

Telinga bagian luar adalah bagian yang tampak dari luar, dan biasa disebut pinna (auricle). Pinna tersusun dari tulang rawan, berada pada sisi kepala yang memiliki bentuk sedemikian rupa, sehingga membantu jalan masuk dalam penerimaan suara. Pinna membentuk jalan masuk ke kanal telinga yang mengalirkan gelombang suara ke gendang telinga yang disebut membran timpani.

Telinga bagian tengah merupakan lubang yang berisi udara yang volumenya kira kira 2 cm^3 , dan berisi mekanisme yang berfungsi meneruskan getaran gendang telinga ke bagian dalam. Mekanisme ini disebut rantai oscicular yang terdiri dari tiga tulang kecil, yaitu :

- Malleus (tukul/hamber) melekat pada gendang telinga.
- Incus (landasan/anvil) membuat hubungan timbal balik.

- Stapes (sangurdi/stirrup) melekat pada oval window dan berlaku sebagai pintu masuk ke cochlea (rumah siput) pada telinga dalam.

Sistem rantai oscicular ini melayani dua kegunaan

yaitu :

- Sebagai pengungkit untuk memberikan koplingan dari gendang telinga terhadap oval window (tingkap jorong).

- Sebagai mekanisme pelindung yang membatasi getaran dan diteruskan ke oval window.

Telinga bagian dalam merupakan sistem yang kompleks, berisi cairan yang tertanam di dalam tulang temporal. Syaraf sensor terletak pada ujung-ujungnya, yang menentukan perasaan keseimbangan dan pendengaran.

Ujung syaraf untuk pendengaran berada dalam cochlea, dan berbentuk seperti setengah lingkaran yang jika diluruskan panjangnya mencapai 35 mm. Membran basilar adalah semacam urat dan fleksibel, yang berjalan sepanjang cochlea dengan mekanisme terdistribusi secara eksitasi. Membran basilar ini diatur oleh gerakan hidraulik energi kopling akustik ke dalam cochlea pada oval window.

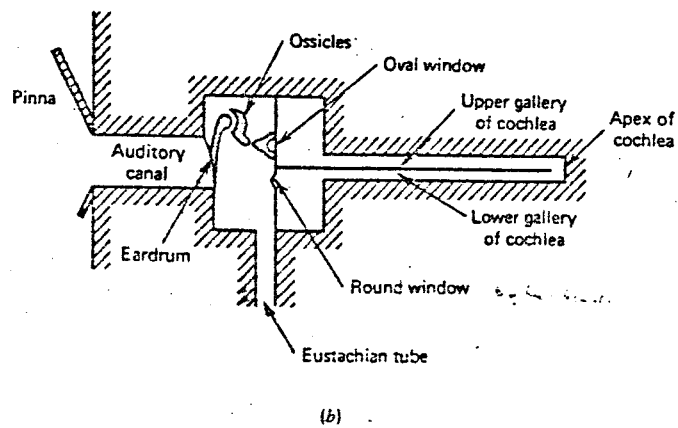
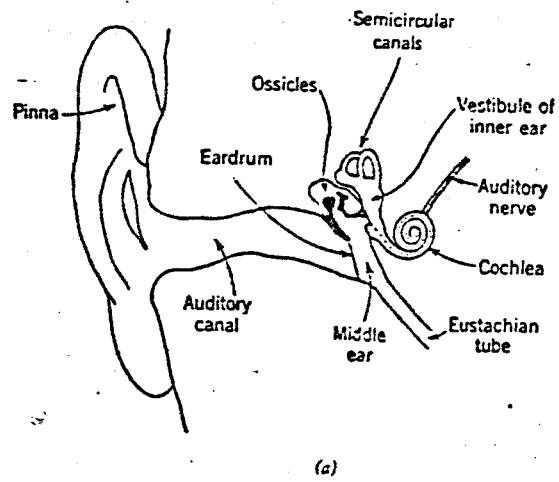
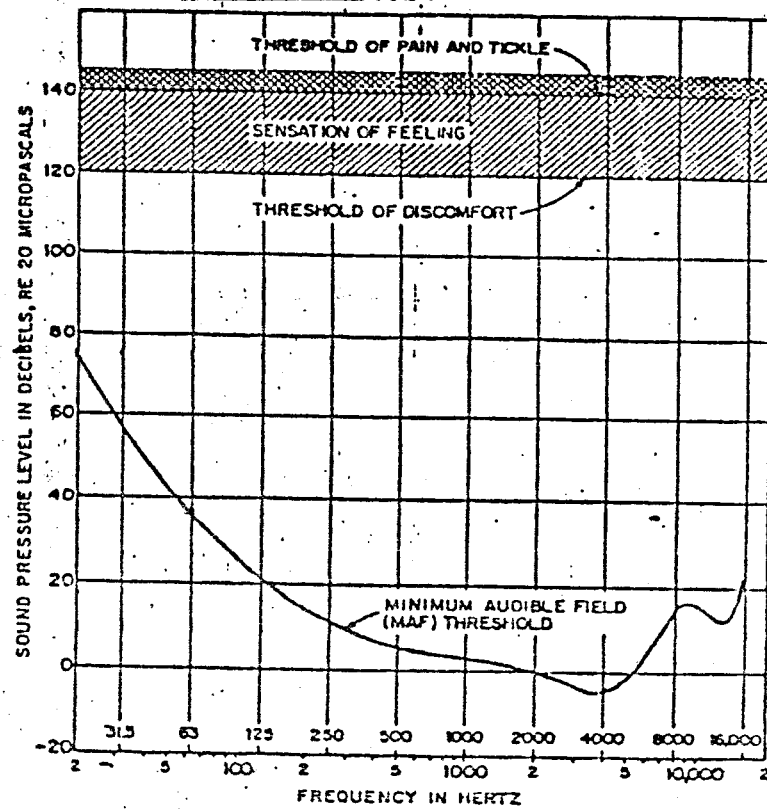


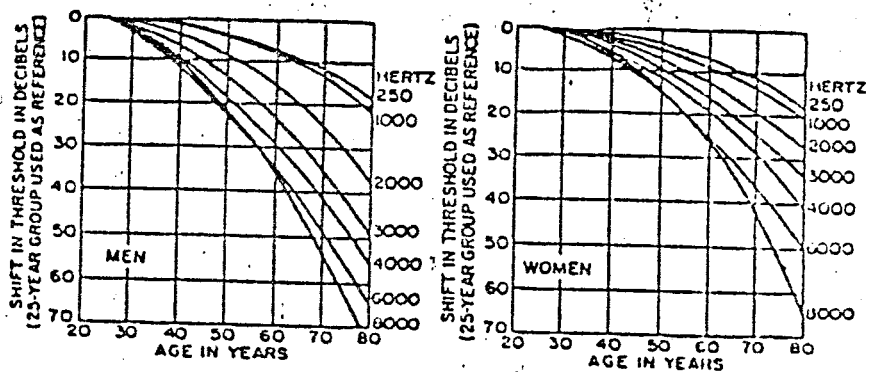
Fig. Sketch of the ear.

Gambar 2.7. Sketsa Telinga



Gambar 2.8. Daerah sensasi pendengaran

Pada gambar 2.7. terlihat diagram yang menunjukkan berkembangnya secara maksimum pada membran basilar, dan urat syaraf berada pada lokasi yang berkembang ditunjukkan pada garis garis penuh untuk menunjukkan eksitasi maksimal.



Gambar 2.9. Pengurangan pendengaran berhubungan dengan usia dan jenis kelamin.

Pada tingkat tekanan suara minimum, sensasi pendengaran dibatasi oleh ambang pendengaran (hearing threshold). Sedangkan pada batas maksimum, sensasi pendengaran dibatasi oleh perasaan rasa sakit dan ketidaknyamanan. Pembatasan frekuensi sulit didefinisikan secara pasti, karena untuk setiap orang berlainan dan ini tergantung pada faktor usia. Seperti yang telah diketahui batas tertinggi dari frekuensi yang dapat didengar manusia adalah 20 kHz, sedangkan batas frekuensi terendah adalah 20 Hz.

2.5. PENGONTROLAN BISING (NOISE CONTROL)

Untuk mengontrol atau mengurangi kebisingan pada dasarnya dapat dibagi dalam tiga kategori, yaitu :

- Pengontrolan pada sumber bunyi.
- Pengontrolan pada bagian transmisi.
- Pemakaian pelindung telinga.

Pengontrolan bising pada sumber bunyi dilakukan dengan mereduksi jumlah energi bunyi yang dihasilkan oleh sumber bunyi. Cara pengontrolan yang kedua pada bagian transmisinya yakni dapat dilakukan dengan

menempatkan penghalang antara sumber bunyi dan pendengar.

Sedangkan cara pengontrolan ketiga adalah dengan mengabsorpsi sebagian energi bunyi yang ada di sekitar pendengar, yang dalam pelaksanaannya dengan cara memasang /memakai suatu alat pelindung telinga seperti ear muffs atau ear plugs.

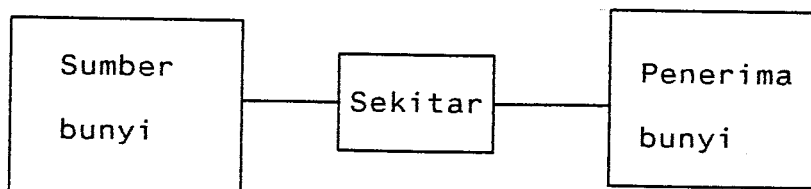
Untuk memberikan gambaran bagaimana cara mengontrol suatu kebisingan dari seseorang yang menggunakan mesin tik misalnya. Dalam menganalisa kebisingan yang timbul, terlebih dahulu didefinisikan mana sebagai sumber (source) dan mana sebagai penyebab bising.

Source adalah cairan/fluida yang karena getaran atau gelombang tekanan menyebabkan gelombang tekanan udara yang kita terima sebagai bunyi. Sedang cause (penyebab) adalah sesuatu yang menimbulkan getaran atau gelombang tekanan pada sumber.

Kembali pada permasalahan mesin tik, bila seseorang menggunakan mesin tik yang ditempatkan langsung di atas meja, maka sumber dari bising yang dihasilkan adalah permukaan meja yang dalam hal ini digetarkan oleh gaya-gaya mekanis dari mesin tersebut. Mesin tik sendiri

sebagai cause, sedang kombinasi mesin tik dan meja membentuk suatu sistem mekanis yang menghasilkan bising yang tidak diinginkan.

Adapun salah satu cara untuk mengurangi output bising ini dapat dilakukan dengan memasang bantalan lunak antara mesin tik dan meja, sehingga getaran getaran mekanis dari sumber bising (meja) dapat dikurangi tanpa melakukan perubahan pada penyebabnya (mesin tik). Jadi bantalan lunak tersebut berfungsi sebagai pegas lunak yang menyangga mesin tik sehingga menurunkan frekuensi naturalnya dan mengurangi jumlah energi yang ditransmisikan pada meja.



Pengontrolan Kebisingan

2.5.1. PENGONTROLAN PADA SUMBER BUNYI

Pengontrolan atau pengurangan kebisingan pada sumber bunyi dapat dilakukan dengan cara sebagai berikut :

- Pengurangan amplitudo dari tenaga yang timbul.
- Pengurangan respons dari komponen komponen yang ada dalam sistem terhadap gaya gaya yang timbul.
- Merubah prosedur operasi.

Jadi kebisingan akibat mesin tik yang disimulasikan diatas dapat dicontoh untuk mengurangi getaran mekanis yang ditransmisikan.

2.5.2. PENGONTROLAN KEBISINGAN PADA BAGIAN TRANSMISI

Teknik pengontrolan kebisingan pada bagian transmisinya, yakni dengan menempatkan suatu alat antara pendengar dan sumber bising, sehingga mengurangi energi yang menghubungkan dengan penerima bunyi. Adapun cara cara yang dilakukan :

Kedudukan

Di udara terbuka maksimum pengurangan bising dengan menaikkan sejauh mungkin jarak antara sumber dan

penerima.

Layout Bangunan

Perencanaan yang teliti, lokasi ruangan yang ditempatkan antara sumber suara dengan daerah yang diinginkan.

Penyimpangan

Tembok penghalang di udara yang ukurannya lebih luas bila dibandingkan dengan panjang gelombang suara yang akan disimpangkan.

Penyelubungan

Pengurangan bising dapat dilakukan dengan menyelubungi sumber bunyi atau sipenerima.

Absorpsi

Suatu usaha pengurangan kebisingan yang amat efektif dalam bagian perambatan suara adalah dengan cara absorpsi. Misalnya menggunakan bahan bahan peredam akustik yang dipasang pada ceiling, karpet, zat peredam bunyi dan

sebagainya.

Impedance Mismatch

Aliran energi akustik sepanjang bagian antara sumber bunyi dan penerima dapat dihalangi dengan membuat jalan energi tidak kontinyu, diharapkan energinya akan terpantul kembali ke sumber bunyi.

2.5.3. PERLINDUNGAN PADA PENDENGAR

Tingkat kebisingan yang diterima oleh telinga dengan mudah dikurangi dengan menggunakan pelindung telinga seperti : ear plugs, ear mufs, sehingga suara dapat diturunkan tingkat kebisingannya sampai batas yang diperkenankan. Namun pemakaian alat alat ini dapat menyebabkan ketidak-nyamanan (discomfort) pada sebagian orang. Pelindung telinga ini sebenarnya membentuk penghalang/barrier terhadap gelombang bunyi yang ingin masuk ke telinga.

B A B III

EXHAUST MUFFLER

Kebisingan suara yang terjadi pada motor baik motor diesel maupun motor bensin dapat dianggap suatu hal yang sama, karena kedua jenis motor tersebut hanya berbeda dalam proses pembakarannya.

Kebisingan ini dapat dikelompokkan menjadi tiga kelompok, yaitu :

1. Mechanical Noise :

Disebabkan : katup, roda gigi, gesekan, pompa.

2. Combustion Noise :

Disebabkan : deformasi pada dinding silinder , batang torak, rumah engkol.

3. Exhaust Noise :

Disebabkan : gas buang.

Dan yang dibahas dalam bab ini hanyalah

kebisingan suara yang ditimbulkan oleh gas buang/exhaust gas noise. Kebisingan ini terjadi karena gas buang yang keluar dari silinder masih mempunyai tekanan dan temperatur yang cukup tinggi. Apabila gas tersebut langsung dibuang ke atmosfer, maka pasti terjadi ekspansi yang mendadak dari gas tersebut yang mengakibatkan ledakan yang keras.

Salah satu metode pengontrolan untuk mencegah hal ini dapat dilakukan dengan cara menyalurkan gas tersebut melalui muffler agar tekanan dan temperaturnya menjadi rendah sehingga ledakan keras tadi tidak akan terjadi. Dalam merencanakan exhaust muffler, ukuran dan lokasi penempatan harus benar benar sesuai agar suara yang keluar tidak sampai menimbulkan bising.

Karena exhaust muffler ini merupakan salah satu bagian dari exhaust system, maka perlu pembahasan secara singkat terhadap bagian lainnya. Adapun istilah lain dari exhaust muffler adalah silencer atau pulsating snubber.

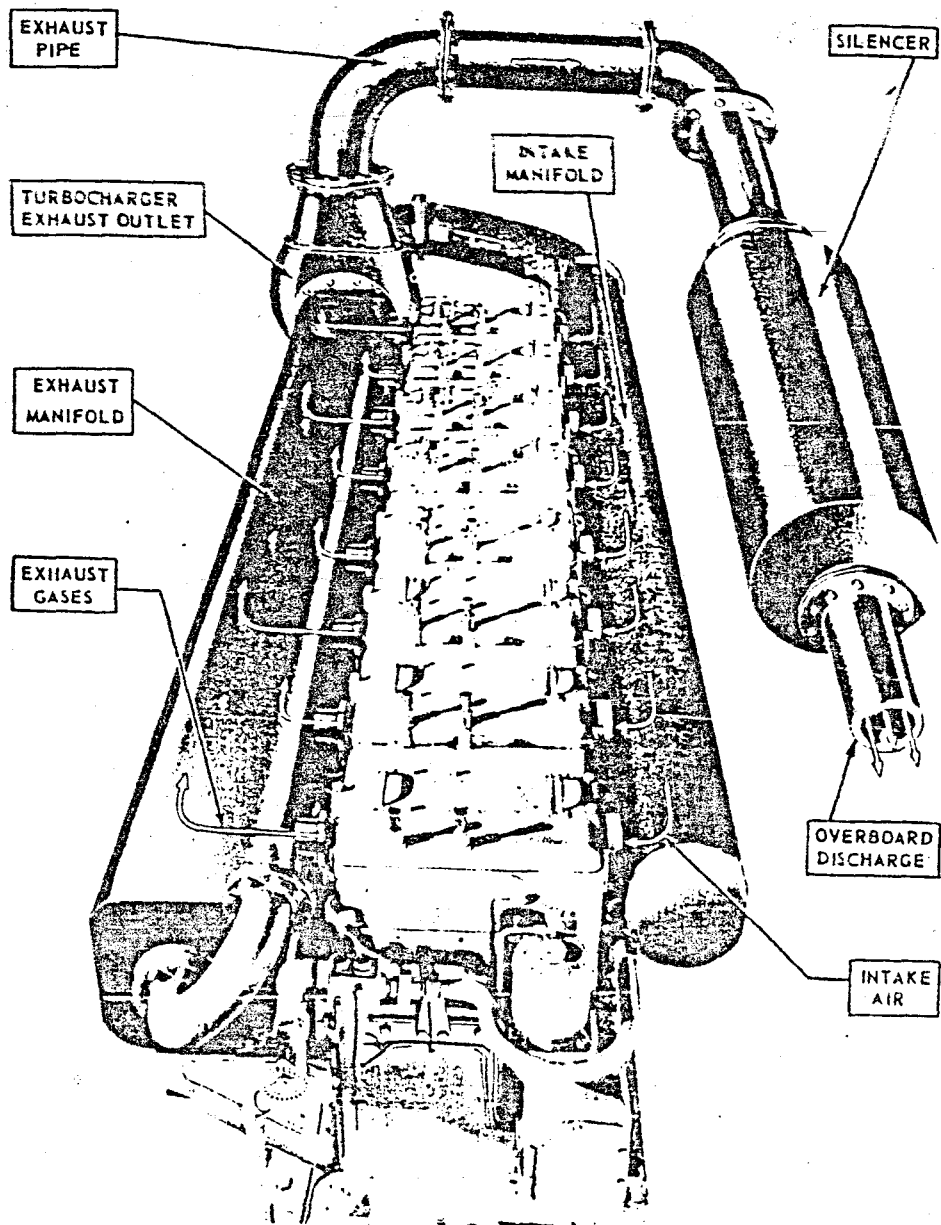
3.1. PERENCANAAN EXHAUST SYSTEM

Exhaust system (sistem saluran gas buang)

dari sebuah motor terdiri dari : exhaust manifold, exhaust pipe, exhaust muffler dan tail pipe. Fungsi exhaust system adalah untuk mengeluarkan gas gas bekas hasil pembakaran dalam silinder.

Gas gas hasil pembakaran ini keluar dari dalam silinder mengalir melalui exhaust manifold ke exhaust pipe, kemudian masuk ke dalam muffler. Dari muffler mengalir keluar lewat tail pipe untuk dibuang ke atmosfer.

Pemilihan pipa untuk exhaust system disesuaikan dengan ukuran dan lokasi penempatan muffler dan hal ini merupakan faktor yang penting pada suatu instalasi engine.



Gambar 3.1. Exhaust System

Perencanaan ini memerlukan beberapa parameter, seperti engine speed, engine size dan panjang pipa . Pembahasan masalah ini secara lengkap akan melibatkan pulsating gas flow (aliran gas yang bergetar) dan acoustics (ilmu gelombang suara).

Agar dalam merencanakan exhaust system dapat berhasil, maka perlu dipertimbangkan bahwa ruangan gas di dalam exhaust pipa mempunyai inertia (kelembaman) dan elasticity. Bersamaan dengan hal ini dibutuhkan suatu perencanaan exhaust pipe dengan kerugian gesek sekecil mungkin pada sepanjang pipa.

Untuk menghitung kecepatan rata-rata aliran gas buang yang mengalir dalam pipa, dengan menganggap bahwa kerugian gesek/friction loss adalah fungsi dari diameter pipa atau kecepatan aliran gas yang mengalir dalam pipa. Aliran gas harus benar benar halus untuk memperoleh nilai perhitungan. Jika tidak, berarti exhaust system direncanakan untuk tahanan rendah akan menyebabkan melemahnya pembilasan dari engine. Juga menggetarkan kolom udara (gas) didalam pipa buang dari engine ke atmosfer.

3.1.1. EXHAUST MANIFOLD

Berfungsi untuk mengumpulkan gas gas buang hasil pembakaran dari silinder ke satu tempat dan disalurkan melalui exhaust pipe. Exhaust manifold dipasang pada tiap tiap exhaust port yang terdapat pada tiap silinder.

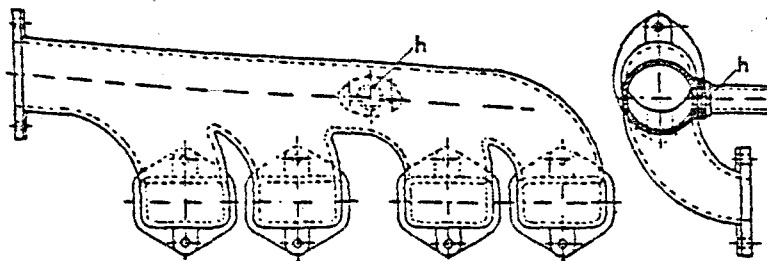


FIG. 18-28.—Streamlined exhaust manifold.

Gambar 3.2. Stream line exhaust manifold.

Exhaust manifold yang terbaik adalah mempunyai pipa tersendiri distreamlinekan pada jarak tertentu kemudian dijadikan menyatu atau ke dalam cabang yang sedemikian rupa sehingga tidak terjadi percampuran antara dua silinder berturut turut. Pada motor empat silinder, hal ini berarti dua cabang, satu untuk setiap dua silinder

yang dapat dikatakan tidak perlu. Tetapi untuk motor enam silinder, dibagi dua cabang akan cukup baik. Kedua cabang tersebut dapat distreamlinekan ke dalam hubungan exhaust system.

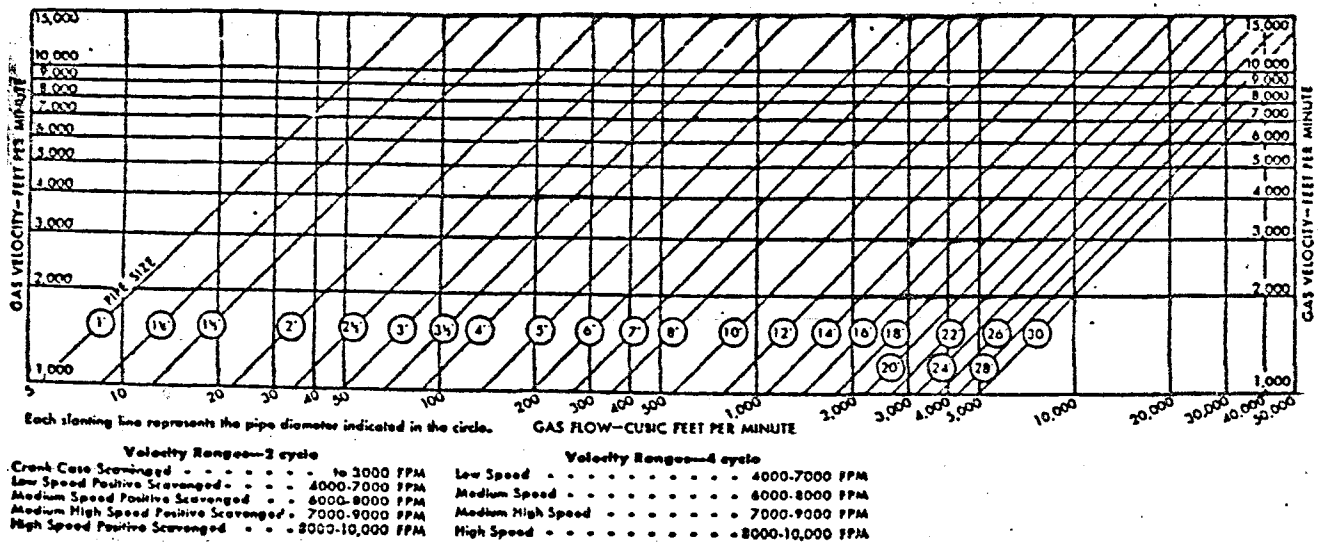
Hal yang sama dapat diaplikasikan pada motor delapan silinder yang cukup dijadikan dua cabang manifold saja dengan pemikiran seperti pada empat silinder. Hal ini mudah pelaksanaannya untuk motor type V-engine, tetapi agak sulit untuk 8 in line engine. Cara yang paling sederhana untuk kondisi semacam ini adalah dengan memberi stack pada masing masing silinder dan distreamlinekan sebisa mungkin sebelum exhaust header. Umumnya exhaust manifold (dengan maksud untuk memanaskan intake manifold), tetapi pada mesin putaran tinggi exhaust manifold dipasang berlawanan dengan intake manifold untuk memperoleh efisiensi pengisian.

Pada semua persoalan exhaust manifold harus mempunyai penampang yang cukup dengan batasan batasan untuk mengurangi tekanan aliran dengan sedapat mungkin membuat streamline dengan menggunakan bengkokan bengkokan dengan sudut yang lebar.

3.1.2. EXHAUST PIPE

Gas bekas hasil pembakaran yang lewat exhaust pipe masih mempunyai tekanan dan temperatur yang tinggi yang menimbulkan suara, sehingga dalam merencanakan ukuran pipa harus diketahui kecepatan aliran dan kuantitas gas buang yang melaluinya.

Untuk menentukan kapasitas (ft^3/menit) gas buang hasil pembakaran, pertama-tama ditentukan kapasitas udara yang masuk ke intake. Volume ini dapat ditentukan dengan melipat-gandakan total displacement dari silinder dengan efisiensi volumetriknya. Dan hasil pembakaran akan menaikkan kuantitasnya sebesar 5 % dari perhitungan, sehingga akan menaikkan volume gas buang.



Gambar 3.3. Grafik untuk mendapatkan diameter exhaust pipe

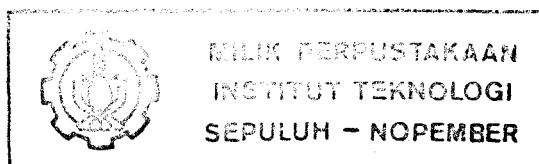
Kecepatan gas buang yang mengalir dalam exhaust system tidak boleh sekehendak hati, misal 5000 ft/min. Pada motor silinder putaran tinggi powernya 100 HP, aliran gas pada exhaust pipe adalah relative lebih halus (smooth) jika dibandingkan dengan mesin single silinder power 100 HP pada putaran 300 RPM. Sekilas tampak bahwa exhaust pipe pada single silinder diameternya akan lebih besar. Pada gambar 3.3. dapat ditemukan diameter exhaust pipe berdasarkan kecepatan aliran dan kapasitas gas pada tekanan atmosfer. Grafik ini dibuat oleh Burgess Manning Corp.

3.1.3. PRESSURE WAVE PADA EXHAUST SYSTEM

Ketika exhaust valve (katup buang) dari single cylinder dibuka, gas buang di dalam exhaust pipe tekanannya dibawah 50 psig atau lebih tinggi, dimana kondisi ini diasumsikan terbuka tanpa muffler. Gas mempunyai massa, elasticity dan slug (pelor yang berbentuk kasar) dari gas yang bertekanan tinggi menyerbu ke luar pipa. Gerakan ini bergabung dengan gas gas dingin yang tertinggal dan uap yang terkondensasi, sehingga kondisi mencapai keadaan vacuum dalam pipa. Ketika slug dikeluarkan dari pipa udara diisap masuk, dengan demikian akan mengatur kondisi getaran yang keras. Gelombang tekanan dengan nilai puncak yang 5 psi akan dipantulkan kembali dan selanjutnya masuk ke dalam exhaust pipe dalam/pada kecepatan suara.

Di dalam udara kecepatan suara besarnya sekitar 1266 ft/sec. pada 212°F (100°C) dan 1814 ft/sec. pada 932°F (500°C), ini sedikit lebih rendah di dalam CO_2 dan lebih tinggi di dalam uap air. Kecepatan suara dalam gas buang biasanya diasumsikan 1400 fps.

Telah dinyatakan dalam pembahasan exhaust pipe



bahwa frekuensi suara tergantung dari diameter panjang pipa dan temperatur gas.

Dengan demikian pressure wave ini disebabkan oleh adanya tekanan pada katup exhaust atau port ketika katup mulai tertutup, dan yang masih dipengaruhi oleh panjang pipa dan putaran engine. Gelombang tekanan ini dikenal dengan istilah shock wave (gelombang denyut). Variasi gelombang tekanan selain berpengaruh terhadap exhaust pipe juga mempengaruhi exhaust manifold yang mana tergantung dari formasi gelombang dan pantulan (reflection). Bila katup buang dari salah satu silinder terangkat, gelombang tekanan berkembang meluas/mengalir sepanjang manifold dari exhaust pipe sampai pada muffler. Untuk mengerti bagaimana shock wave atau gelombang tekanan yang terjadi ini dapat membantu proses scavenging (pembilasan) dari suatu engine, maka dibutuhkan suatu pertimbangan apa yang terjadi di dalam combustion chamber selama overlap; ketika exhaust valve belum tertutup dan intake mulai dibuka.

Pada engine 4 stroke, pada langkah buang, piston mendorong gas gas hasil pembakaran keluar melalui katup buang. Ketika katup buang terbuka, gelombang tekanan

segera mengalirkan gas ke dalam exhaust system dengan kecepatan suara dan saat gelombang tekanan berada dalam pipa, saat itu negative shock wave dihasilkan dan bergerak kembali menembus ke arah timbulnya exhaust gas.

Bila setiap saat negative shock wave ini bergerak kembali hingga masuk ruang pembakaran tepat sebelum katup buang tertutup dan katup isap mulai terbuka, maka charge dari katup isap mulai terbuka, maka charge dari katup isap akan ditarik ke dalam ruang pembakaran untuk membersihkan residual gas yang berada dalam ruang pembakaran dan mendorong keluar melalui katup. Demikianlah keuntungan negative shock wave terhadap proses pembilasan. Namun dalam prakteknya hal ini tidak mudah. Apabila negative shock wave ini timbul dengan tekanan di atas tekanan atmosfer, maka justru hal ini akan memperbesar pumping loss (kerugian pompa bahan bakar). Untuk memperoleh negative shock wave yang dapat membantu proses scavenge, maka tergantung dari panjang exhaust pipe dan putaran mesin. Sedangkan panjang kritis dari exhaust pipe tergantung dari frekuensi pembakaran dan temperatur dari gas buang. Sebagai patokan bahwa panjang pipa adalah

setengah panjang gelombang, λ , atau kelipatannya.

Berikut dilampirkan contoh perencanaan panjang exhaust pipe :

Engine 4-Stroke enam silinder, 3000 rpm,

kecepatan gas buang 1500 fps.

Tentukan panjang exhaust pipe.

Maka penyelesaiannya adalah :

Panjang pipa tergantung dari frekuensi pembuangan dan panjang pipa, $L = \frac{1}{2} * \lambda$ atau $\lambda = 2 * L$

Dari rumus $c = \lambda * f = 2 * L * \lambda$

sehingga $L = c / (2 * f)$

dimana frekuensi pembuangan adalah jumlah pembakaran tiap putaran perdetik.

$$f = (6/2) * (3000/60) = 150 \text{ cycle/second} = 150 \text{ Hz.}$$

maka didapat panjang kritis exhaust pipe :

$$L = 1500 / (2 * 150) = 5 \text{ ft.}$$

3.1.4. BACK PRESSURE

Pada akhir langkah buang, gas gas hasil pembakaran atau residual gas mengalir melalui exhaust

manifold, kemudian disalurkan melalui exhaust pipe masuk ke dalam exhaust muffler. Umumnya langkah buang ini dimulai sebelum piston mencapai TMB dengan maksud untuk mengurangi tekanan terlepasnya residual gas adalah karena perbedaan tekanan dalam silinder dan atmosfer.

Tujuan utama dari muffler adalah untuk mengurangi kebisingan suara. Konstruksi dari muffler adalah berupa saluran diskontinyu (penghalang), sehingga gas buang tersebut memantul, yang dapat mengakibatkan aliran balik (back pressure). Rata - rata back pressure adalah 5 % hingga 10 % lebih tinggi dari tekanan atmosfer. Kenaikan back pressure tidak dikehendaki karena akan menyebabkan pumping loss dan juga mempertinggi katup buang yang mana akan menurunkan charge efisiensi selama langkah hisap. Dengan membuka katup buang beberapa derajat sebelum mencapai TMB akan menurunkan timbulnya back pressure, karena drop pressure berkurang. Back pressure ini akan menghalangi aliran gas buang dari mesin, dan dapat menyebabkan tidak semua gas buang terlepas keluar. Apabila gas buang ini terperangkap dalam silinder, maka akan melemahkan proses pembakaran dan menyebabkan pembakaran

yang kurang sempurna. Turunnya power engine akibat adanya back pressure tersebut karena selama langkah buang, piston melakukan extra kerja untuk melawannya.

Berikut kutipan dari *Internal Combustion Engine* oleh Light, hal. 285 :

Setiap psi dari back pressure akan menurunkan mean effective pressure (MEP) sekitar 1 %, karena extra kerja yang harus dikerjakan oleh piston selama langkah buang. Pencampuran yang disebabkan oleh gas buang yang tertinggal di dalam silinder karena kenaikan back pressure akan menurunkan charge efisiensi dengan tambahan 0,5 % .

Jadi kenaikan 1 psi back pressure akan menurunkan output sekitar 1,5 % . Yang 1 % untuk extra kerja, yang 0,5 % untuk charge efisiensi. Dengan adanya back pressure di dalam exhaust system dari suatu engine akan merugikan power. Timbulnya back pressure dalam muffler pada dasarnya diakibatkan adanya drop pressure yang mana tergantung oleh besarnya aliran dan geometri aliran gas.

3.1.5. EXHAUST OVERLAPPING

Katup exhaust biasanya terbuka sebesar 200° - 250° selama satu siklus dan jangka waktu rata-ratanya diambil 220° dari perjalanan engkol. Ini berarti bahwa dengan mesin empat silinder, pembukaan katup dari dua silinder akan berimpit sebagian pada masing masing akhir sebesar :

$$a_4 = (220 * 4 - 720) / (4 * 2) = 20 \text{ derajat.}$$

Karena pengangkatan katup sedikit pada awal pembukaan dan sebelum penutupan, maka tidak akan terjadi gangguan yang besar. Dengan mesin enam silinder, berimpit sebagian pada masing-masing akhir adalah :

$$a_6 = (220 * 6 - 720) / (6 * 2) = 50 \text{ derajat.}$$

Hal ini pasti akan meningkatkan tahanan yang ditimbulkan oleh pengeluaran gas serentak dari dua silinder, meskipun katup tidak terbuka terlalu banyak.

Dalam mesin delapan silinder sebaris, berimpit sebagiannya adalah :

$$\alpha = (220 * 8 - 720) / (8 * 2) = 65 \text{ derajat.}$$

Dan untuk mencegah tekanan balik digunakan dua pipa cabang yang terpisah. Atau kalau digunakan pipa cabang tunggal, diameternya dibesarkan sampai kira-kira 10 % hingga 20 % tergantung pada pengaturan waktu yang tepat dan pengangkatan katupnya.

B A B IV

ANALISA KEBISINGAN PADA SALURAN PIPA BUANG

4.1. TINJAUAN SISTEM SALURAN GAS BUANG MESIN JASTRAM

Seperti dijelaskan di muka, tentang perencanaan exhaust system, maka untuk sistem pipa buang untuk mesin Jastram pada sketsa/gambar di halaman berikutnya dapat dijelaskan sebagai berikut :

a. Exhaust Manifold

Merupakan penghubung antara pipa pipa gas yang keluar dari mesin ke exhaust pipe.

b. Exhaust Pipe

Pipa buang yang berpangkal pada manifold dan berakhir / disambungkan dengan unit silencer. Pipa ini dilapisi dengan lapisan bahan cover glastos, yaitu

lembaran aluminium foil setebal 0,015 mm dan mineral wool mats dengan ketebalan 30 mm untuk kemampuan menahan panas sampai 300°C. Dimensi dari pipa buang :

- Diameter pipa : 1 inch \cong 1,62 cm
- Ketebalan pipa : 0,5 cm
- Bahan pipa : Besi Cor

c. Peredam Suara

Berfungsi mengurangi tekanan dan temperatur sehingga gas yang akan keluar perbedaannya tidak terlalu tinggi dengan udara luar sehingga diharapkan pertemuan tersebut tidak menimbulkan ledakan yang keras.

- Diameter muffler : 30 cm
- Ketebalan pipa : 1 cm
- Bahan pipa : Besi Cor

d. Tail Pipe

Yaitu pipa pembuangan akhir dari sistem gas buang. Pipa ini berpangkal pada ujung akhir silencer sampai pada luar ruangan laboratorium.

4.2. PENENTUAN PARAMETER-PARAMETER PEMBANTU

4.2.1. DATA DAN ASUMSI

Data yang digunakan adalah berdasarkan percobaan Tugas Akhir Moh. Imam Hanafi tentang pemilihan turbo charger untuk mesin Jastram. Dalam melengkapi data data yang diperlukan, disertakan dengan beberapa batasan dan asumsi yang diberikan dari beberapa literatur yang ada.

Data Mesin Jastram :

Merk	: Jastram
Konstruksi Mesin	: 3 silinder - 4 langkah
Daya Nominal	: 88,5 HP (66 KW)
Putaran	: 800 RPM (service)
Bore, Stroke	: 180 mm , 230 mm

Asumsi :

Untuk melengkapi data data yang diperlukan dalam penentuan parameter parameter yang mempengaruhi dalam kebisingan maka diberikan asumsi, yaitu :

1. Kecepatan gas buang keluar dari silinder sama dengan kecepatan rata-rata dari piston.
-

2. Gas buang sebagai gas ideal.

4.2.2. PROSES PEMBAKARAN BAHAN BAKAR

Proses pembakaran bahan bakar adalah merupakan proses oksidasi dari bahan bakar itu sendiri. Perlu diketahui bahwa oksigen untuk pembakaran bukan oksigen murni. Oksigen itu berasal dari oksigen unsur udara yang secara volumetris oksigen dari unsur udara dapat dikatakan sebesar 21 % .

Hal hal yang dibahas disini meliputi :

a. Bahan Bakar Dasar

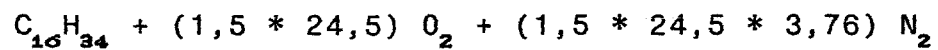
Bahan bakar motor diesel yang dibahas disini adalah diesel oil atau dalam formula kimianya adalah $C_{16}H_{34}$, dengan harga panas bawah sebesar 10100 kkal/h.

b. Reaksi pembakaran sempurna $C_{16}H_{34}$ dengan udara.

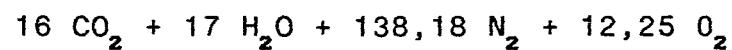
Disini dipilih faktor kelebihan udara untuk proses pembakaran bahan bakar adalah 1,5 (excess air = 1,5) . Harga ini diambil berdasarkan buku *Modern*

Marine Engineering Manual oleh Allan Osbourne
Volume III dari Cambridge Press Washington DC
tahun 1963.

Reaksi pembakaran bahan bakar :



Hasil reaksi pembakaran :



c. Fraksi mole gas hasil pembakaran (X)

1. Total mole gas.

Dari hasil reaksi pembakaran dapat dihitung
besarnya total mole gas yaitu sebesar :

$$X = 16 + 17 + 138,8 + 12,25 \text{ mole}$$

$$X = 183,43 \text{ mole}$$

2. Mole tiap gas hasil pembakaran.

$$X \text{CO}_2 = 16/183,43 = 0,087$$

$$X \text{H}_2\text{O} = 17/183,43 = 0,093$$

$$X \text{N}_2 = 138,18/183,43 = 0,753$$

$$X \text{O}_2 = 12,25/183,43 = 0,067$$

4.2.3. PERHITUNGAN C_p DAN K GAS BUANG

Dalam memperhitungkan besarnya C_p dan K diasumsikan mempunyai harga yang konstan, walaupun pada kenyataannya C_p dan K berubah-ubah terhadap suhu. Anggapan ini didasarkan pada kenyataan bahwa untuk semua gas nyata, perubahan C_p dan K terhadap suhu tidak seberapa banyak, misalnya C_p udara naik 30 % bila suhu naik dari 0°F sampai 5000°F .

Karena jarang sekali kita menjumpai perubahan suhu sebesar itu, cukuplah bila kita menganggap bahwa harga C_p dan K tetap.

a. Penentuan C_p Gas Buang

Dengan mempergunakan tabel 1. dapat diketahui harga C_p/R tiap gas hasil pembakaran (Harga R untuk gas buang adalah $0,069 \text{ kkal/kg } ^{\circ}\text{K}$)

1. C_p masing masing gas

$$\text{Gas CO}_2 = 0,3896 \text{ kkal/kg } ^{\circ}\text{K}$$

$$\text{Gas H}_2\text{O} = 0,3008 \text{ kkal/kg } ^{\circ}\text{K}$$

$$\text{Gas N}_2 = 0,2495 \text{ kkal/kg } ^{\circ}\text{K}$$

$$\text{Gas O}_2 = 0,2658 \text{ kkal/kg } ^{\circ}\text{K}$$

2. Cp Campuran gas

$$\begin{aligned}C_p &= 0,087 \cdot 0,3896 + 0,093 \cdot 0,038 + 0,753 \cdot \\&0,2495 + 0,067 \cdot 0,2658 \\C_p &= 0,2676 \text{ kkal/kg } ^\circ\text{K}\end{aligned}$$

b. Penentuan K Gas Buang

Besarnya dihitung menurut persamaan seperti berikut : $K = C_p / (C_p - R)$

dimana :

K = Perbandingan antara panas spesifik pada tekanan konstan dengan panas spesifik pada volume konstan.

C_p = Panas spesifik pada tekanan konstan (kkal/kg $^\circ\text{K}$).

R = Tetapan gas (kkal/kg $^\circ\text{K}$)

$C_p = 0,2676$ (kkal/kg $^\circ\text{K}$)

$R = 0,069$ (kkal/kg $^\circ\text{K}$)

$K = 1,3474$

c. Ratio Bahan Bakar

Besarnya dapat dihitung menurut persamaan reaksi

pembakaran, seperti pada poin b :

$$FU = \frac{\text{Mole Bahan Bakar}}{\text{Mole Udara}}$$

dimana :

FU = Ratio bahan bakar udara

Mole bahan bakar = 1 mole

Mole udara = 174,93 mole

Maka didapat :

FU = 0,006 mole bahan bakar/mole udara

d. Fluks Massa Gas Buang

Langkah-langkah menghitung fluks massa gas buang adalah sebagai berikut :

1. Fluks massa bahan bakar

$$M_f = SFC \times BHP$$

Dimana :

M_f = Fluks massa bahan bakar (lb/hr).

SFC = Konsumsi bahan bakar spesifik (lb/BHP.hr)

SFC = 08724 Lb/BHP.hr

BHP = 37,34 HP

Maka didapat :

$$M_f = 32,57 \text{ Lb/hr.}$$

2. Fluks massa udara

$$M_u = M_f / F_u$$

dimana :

$$M_u = \text{Fluks massa udara (Lb/hr)}$$

$$M_f = \text{Fluks massa bahan bakar (Lb/hr).}$$

$$F_u = \text{Ratio bahan bakar udara}$$

$$M_f = 32,572 \text{ Lb/hr}$$

$$F_u = 0,006$$

Maka didapat :

$$M_u = 5428,67 \text{ Lb/hr}$$

3. Fluks Gas Buang

$$M_g = M_u + M_f$$

Dimana :

$$M_u = 5428,67 \text{ Lb/hr}$$

$$M_f = 32,572 \text{ Lb/hr}$$

Maka didapat :

$$M_g = 5461,24 \text{ Lb/hr}$$

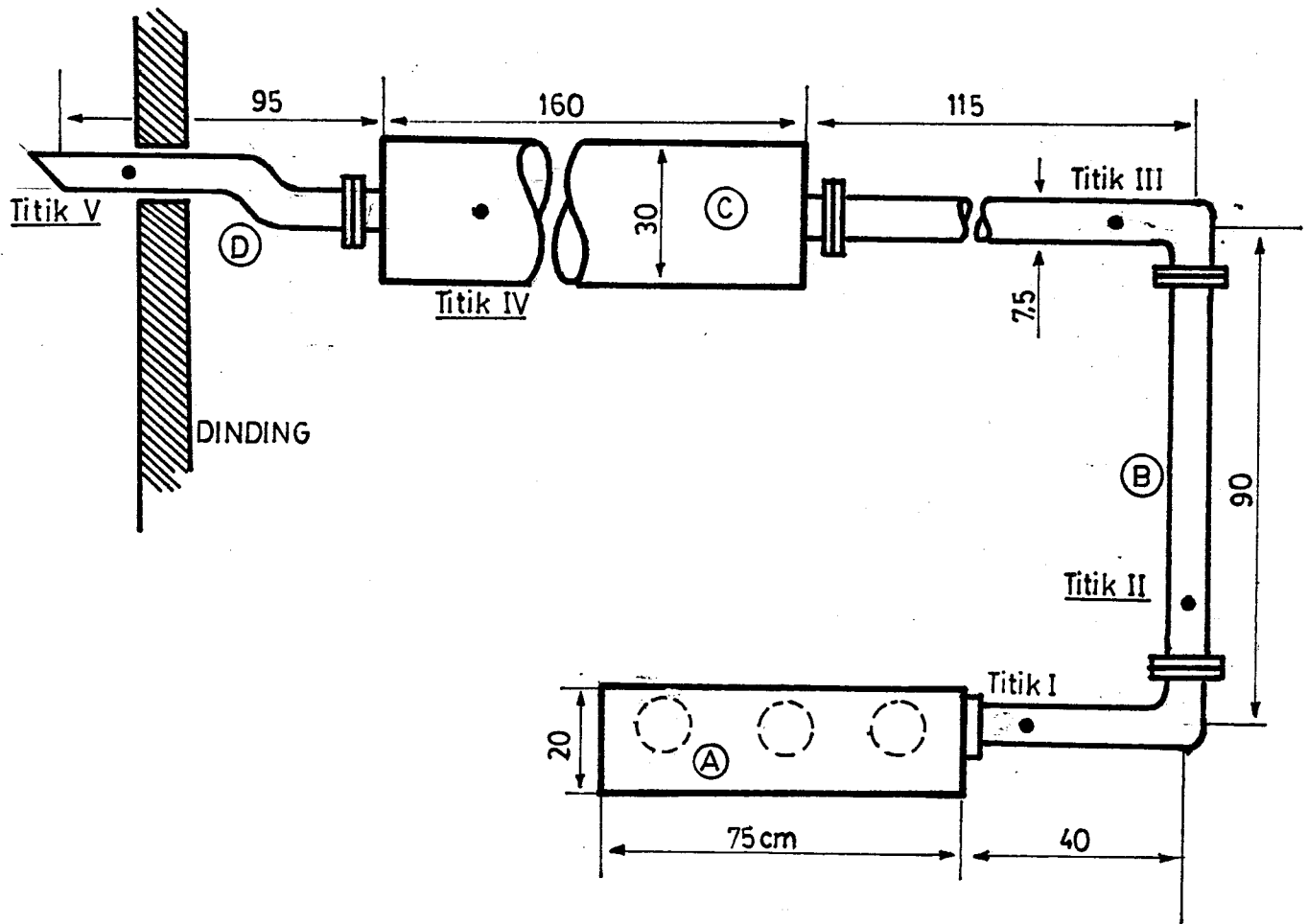
$$M_g = 0,688 \text{ kg/s}$$

Dengan cara yang sama akan kita peroleh harga M_g (Fluks Massa Gas Buang) untuk beberapa kecepatan mesin.

Kecepatan RPM	BHP HP	SFOC lb/bhp.hr	Mf lb/hr	Mu lb/hr	Mg kg/s
600	37,34	0,8724	32,58	5430	0,6883
575	32,861	0,8850	29,1	4850	0,615
550	28,76	0,9493	27,3	4550	0,578
525	25,01	1,0189	25,48	4246	0,5383
500	21,61	1,04931	22,68	3780	0,4791
475	18,53	1,215	22,51	3751	0,476
450	15,75	1,276	20,1	3350	0,425

4.2.4. PENENTUAN TITIK TITIK ACUAN

Dengan memperhatikan skema sistem gas buang mesin Jastram yang diamati, maka diberikan titik acuan dalam menentukan kecepatan aliran gas buang yang nantinya akan menentukan tingkat kebisingannya. Skema sistem gas buang tersebut akan terlihat seperti pada Gambar 4.1.



SKEMA SISTEM PIPA GAS BUANG

MESIN JASTRAM

- A. Exhaust Manifold.
- B. Exhaust Pipe.
- C. Silincer (Peredam suara).
- D. Tail Pipe.

Gambar 4.1.

Langkah penentuan parameter tersebut adalah sebagai berikut :

A. Titik I

1. Kecepatan Gas

Besarnya dihitung berdasarkan rumus persamaan berikut ini.

$$\frac{T_o}{T} = 1 + \frac{V^2}{2 \cdot C_p \cdot T}$$

dimana :

T_o = Temperatur awal ($^{\circ}\text{K}$)

T = Temperatur akhir ($^{\circ}\text{K}$)

V = Kecepatan gas (m/s)

C_p = Panas spesifik pada tekanan konstan
($\text{m}^2/\text{s}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}$)

$T_o = 468 \text{ } ^{\circ}\text{K}$

$T = 438 \text{ } ^{\circ}\text{K}$

$C_p = 1005 \text{ m}^2/\text{s}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}$

maka didapat :

$V_a = 245,561 \text{ m/s}$

2. Massa Jenis Gas

Besarnya dapat dihitung dengan persamaan berikut ini :

$$\rho = \text{Mg}/A.V$$

dimana :

$$\rho = \text{Massa Jenis Gas} \quad \text{kg/m}^3$$

$$\text{Mg} = \text{Fluks Massa} \quad \text{kg/s}$$

$$V = \text{Kecepatan gas} \quad \text{m/s}$$

$$A = \text{Luas penampang} \quad \text{m}^2$$

$$\text{Mg} = 0,6883 \quad \text{kg/s}$$

$$V = 245,561 \quad \text{m/s}$$

$$A = 4,56 \cdot 10^{-3}$$

maka didapat :

$$\rho = 0,6146863 \quad \text{kg/m}^3$$

3. Tekanan gas

Besarnya dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$P_a = \rho \cdot R \cdot T$$

dimana :

$$P_a = \text{Tekanan Gas} \quad \text{kJ/m}^3$$

$$R = \text{Tetapan Gas} \quad \text{kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$T = \text{Temperatur Gas} \quad ^\circ\text{K}$$

$$\rho = \text{Massa Jenis Gas} \quad \text{kg/m}^3$$

$$R = 0,287 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{K}$$

$$T = 438 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\rho = 0,614686 \text{ kg/m}^3$$

Maka didapat :

$$P_a = 0,7727 \text{ N/m}^2$$

$$P_a = 0,78793 \text{ kg/cm}^2$$

4. Bilangan Mach

Besarnya dapat dihitung menurut rumus persamaan berikut ini :

$$Ma = V/a$$

Dimana :

Ma = Bilangan Mach

V = Kecepatan Gas m/s

$$a = (K.R.T.)^{1/2} \quad \text{m/s}$$

$$K = 1,3474$$

$$R = 287 \text{ J/kg } ^\circ\text{K}$$

$$T = 438 \text{ } ^\circ\text{K}$$

maka didapat :

$$Ma_a = 0,596689$$

5. Penentuan $F.L^*/D$

Besarnya dapat dihitung menurut rumus persamaan berikut :

$$\frac{F.L^*}{D} = \frac{1-Ma^2}{K.Ma^2} + \frac{K+1}{2K} \ln \frac{(K+1) Ma^2}{2 + (K-1) Ma^2}$$

dimana :

$$Ma_a = 0,596689$$

$$K = 1,3474$$

Maka didapat :

$$F L^*/D = 0,5301594$$

6. Faktor Gesekan (F)

Besarnya ditentukan dari grafik 2, yang besarnya tergantung bilangan Reynold.

$$Re = \frac{V D}{\nu}$$

Dimana :

$$\nu = \text{Viskositas Kinematis } m^2/s$$

$$D = \text{Diameter pipa } m$$

$$\nu = 3,45 \cdot 10^{-5} m^2/s$$

$$V = 245,561 m/s$$

$$D = 0,0762 \quad \text{m}$$

$$Re = 5,424 \cdot 10^5$$

Maka didapat :

$$F = 0,026$$

7. Penentuan $F \cdot L^*/D$

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut :

$$\frac{F \Delta L}{D} = \left(\frac{F \cdot L^*}{D} \right)_m - \left(\frac{F \cdot L^*}{D} \right)_k$$

Dimana :

F = Faktor Gesekan

ΔL = Perbedaan panjang cm

$$F = 0,026$$

$$D = 7,62 \quad \text{cm}$$

$$\Delta L = 40 \quad \text{cm}$$

$$\left(\frac{F \cdot L^*}{D} \right)_m = 0,5301594$$

maka didapat :

$$\left(\frac{F \cdot L^*}{D} \right)_k = 0,3936764$$

B. Titik II

1. Bilangan Mach

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut :

$$\frac{F.L^*}{D} = \frac{1-Ma^2}{K.Ma^2} + \frac{K+1}{2K} \ln \frac{(K+1) Ma^2}{2 + (K-1) Ma^2}$$

Dimana :

$$F.L^*/D = 0,3936764$$

$$K = 1,3474$$

Maka didapat :

$$Ma_b = 0,632667$$

2. Tekanan Gas

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut :

$$\frac{P_b}{P_a} = \frac{Ma_a}{Ma_b} \left(\frac{K+1}{2+(K-1)Ma_b^2} \right)^{1/2} \left(\frac{K+1}{2+(K-1)Ma_a^2} \right)^{-1/2}$$

Dimana :

$$P_a = 0,78793 \text{ kg/cm}^2$$

$$Ma_a = 0,596689$$

$$Ma_b = 0,632667$$

$$K = 1,3474$$

Maka didapat :

$$P_b = 0,740357 \text{ kg/cm}^2$$

3. Temperatur Gas

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut :

$$P_b = P_a \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{K}{K-1}}$$

Dimana :

$$P_a = 0,78793 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_b = 0,740357 \text{ kg/cm}^2$$

$$T_1 = 438 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Maka didapat :

$$T_2 = 431 \text{ } ^\circ\text{K}$$

4. Massa Jenis Gas

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut ini :

$$P_b = P_a (\rho_b / \rho_a)^K$$

Dimana :

$$P_b = 0,740357 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_a = 0,78973 \text{ kg/cm}^2$$

$$\rho_a = 0,614686 \quad \text{kg/cm}^3$$

Maka didapat :

$$\rho_b = 0,586919 \quad \text{kg/cm}^3$$

5. Kecepatan gas

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut :

$$V = Ma \cdot a$$

Dimana :

$$Ma_b = 0,632667$$

$$a = (K.R.T.)^{1/2}$$

$$K = 1.3474$$

$$R = 287 \quad \text{J/kg}^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 431 \quad ^\circ\text{K}$$

Maka didapat :

$$V = 285,29 \text{ m/s}$$

6. Faktor gesekan (F)

Besarnya ditentukan dari grafik 2, yang tergantung pada bilangan Reynold :

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Dimana :

$$V = 258,29 \text{ m/s}$$

$$D = 0,0762 \text{ m}$$

$$\nu = 3,45 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad (\text{Tabel 3})$$

$$Re = 5,4787 \cdot 10^5$$

Maka didapat :

$$F = 0,026$$

7. Penentuan $F.L^*/D$ ditampang keluar.

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut :

$$\frac{F \Delta L}{D} = \left(\frac{F.L^*}{D}\right)_m - \left(\frac{F.L^*}{D}\right)_k$$

Dimana :

$$F = 0,026$$

$$\Delta L = 90 \text{ cm}$$

$$D = 7,62 \text{ cm}$$

$$\left(\frac{F.L^*}{D}\right)_m = 0,3070866$$

Maka didapat :

$$\left(\frac{F.L^*}{D}\right)_k = 0,0865898$$

C. Titik III

1. Bilangan Mach

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut :

$$\frac{F.L^*}{D} = \frac{1-Ma^2}{K.Ma^2} + \frac{K+1}{2K} \ln \frac{(K+1) Ma^2}{2 + (K-1) Ma^2}$$

Dimana :

$$\frac{F.L^*}{D} = 0,0865898$$

$$K = 1,3474$$

Maka didapat :

$$Ma_c = 0,7899564$$

2. Tekanan Gas

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut :

$$\frac{P_c}{P_b} = \frac{Ma_b}{Ma_c} \left(\frac{K+1}{2+(K-1)Ma_b^2} \right)^{1/2} \left(\frac{K+1}{2+(K-1)Ma_a^2} \right)^{-1/2}$$

Dimana :

$$P_b = 0,740357 \text{ kg/cm}^2$$

$$Ma_b = 0,632667$$

$$Ma_c = 0,7899564$$

Maka didapat :

$$P_c = 0,58245 \text{ kg/cm}^2$$

3. Temperatur Gas

Besarnya dapat dihitung menurut persamaan berikut :

$$P_c = P_b \cdot \left(\frac{T_a}{T_2} \right)^{\frac{K}{K-1}}$$

Dimana :

$$P_c = 0,58245 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_b = 0,740357 \text{ kg/cm}^2$$

$$T_2 = 431 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Maka didapat :

$$T_a = 405 \text{ } ^\circ\text{K}$$

4. Massa Jenis Gas

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut ini :

$$P_c = P_b (\rho_c / \rho_b)^K$$

Dimana :

$$K = 1,3474$$

$$P_b = 0,740357 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_c = 0,58245 \text{ kg/cm}^2$$

$$\rho_b = 0,586919 \text{ kg/cm}^3$$

Maka didapat :

$$\rho_b = 0,491204 \text{ kg/cm}^3$$

5. Kecepatan gas

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut :

$$V = Ma_c \cdot a$$

Dimana :

$$Ma_c = 0,7899564$$

$$a = (K.R.T.)^{1/2}$$

$$K = 1.3474$$

$$R = 287 \text{ J/kg } ^\circ K$$

$$T_2 = 405 \text{ } ^\circ K$$

Maka didapat :

$$V_c = 312,622 \text{ m/s}$$

D. Titik IV

1. Besarnya dapat dihitung menurut rumus berikut :

$$P_d = P_t + C (P_o - P_t)$$

Dimana :

$$P_c = P_t = 0,58245 \text{ kg/cm}^2$$

$$C = 0,096 \text{ (Grafik 3)}$$

$$P_o = P_t \{1 + 1/2(1,3474 - 1) 0,7899564^{2}\}^{3,87853}$$

$$P_o = 0,8681812 \text{ kg/cm}^2$$

Maka didapat :

$$P_d = 0,60988472 \text{ kg/cm}^2$$

2. Temperatur Gas

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut :

$$P_d = P_c \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{K}{K-1}}$$

Dimana :

$$P_d = 0,6099847 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_c = 0,58245 \text{ kg/cm}^2$$

$$K = 1,3474$$

$$T_3 = 405 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Maka didapat :

$$T_4 = 409,8 \text{ } ^\circ\text{K}$$

3. Massa Jenis Gas

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut ini :

$$P_d = P_c (\rho_d / \rho_c)^K$$

Dimana :

$$P_d = 0,6099847 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_c = 0,58245 \text{ kg/cm}^2$$

$$\rho_c = 0,4912024 \text{ kg/m}^3$$

$$K = 1,3474$$

Maka didapat :

$$\rho_d = 0,508268 \text{ kg/m}^3$$

4. Kecepatan gas

Besarnya dihitung menurut rumus persamaan berikut :

$$m_{g_a} = m_{g_d}$$

$$\left[\rho \times A \times V \right]_c = \left[\rho \times A \times V \right]_d$$

Dimana :

$$\rho_c = 0,4912024 \text{ kg/m}^3$$

$$A_c = 4,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_c = 312,622 \text{ m/s}$$

$$\rho_d = 0,508268 \text{ kg/m}^3$$

$$A_d = \text{diameter muffler} = 0,070686 \text{ m}^2$$

Maka didapat :

$$V_d = 19,490296 \text{ m/s}$$

E. Titik V

Titik V adalah titik dimana gas buang mulai masuk pipa buang yang berujung di udara bebas. Dengan demikian maka temperatur gas buang adalah tetap gas seperti pada titik IV.

Diketahui luas penampang pipa pada titik IV (Muffler) adalah :

$$A_d = (\pi \times 0,3^2) / 4 = 0,070686 \text{ m}^2$$

Denga hukum kontinuitas yang berlaku untuk gas ideal maka kecepatan gas buang pada titik V dapat ditentukan yaitu :

$$V_e = (A_d \times V_d) / A_e$$

dimana :

$$A_e = \text{diameter pipa buang akhir} = A_c$$

$$= 4,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

maka didapat :

$$\begin{aligned} V_e &= (0,070686 \times 19,490296) / 4,56 \cdot 10^{-3} \\ &= 302,1253 \text{ m/s} \end{aligned}$$

laju aliran massa gas buang adalah tetap.

Dengan demikian maka dapat diketahui bilangan Mach yaitu : $Ma_e = V_e/a$

dimana :

$$V_e = 302,1253$$

$$a = (\gamma \times R \times T_5)^{1/2} = T_4 = 409,5^\circ \text{K}$$

$$R = 287 \text{ kJ/kg}^\circ \text{K}$$

maka didapat :

$$Ma_e = 0,758763$$

Dengan cara yang sama, untuk beberapa kecepatan mesin akan didapat keadaan pada masing masing titik titik pengamatan seperti dalam tabel berikut :

Titik I

RPM	T1 GAS °C	Va m/s	ρ_a kg/m ³	Pa kg/cm ²	Ma _a
600	165	245,561	0,6146863	0,787934	0,596689
575	160	215,0163	0,627261	0,7795036	0,52545
550	155	205,451	0,6169583	0,77291	0,0505006
525	150	190,2104	0,6206193	0,768295	0,470299
500	140	167,7498	0,626324	0,7570274	0,419757
475	134	155,3062	0,6721303	0,800590	0,391474
450	133	141,9489	0,656586	0,780154	0,358245

RPM	$\left[\frac{Fr \cdot L}{D} \right]_m$	Reynold $\times 10^5$	Fr	$\left[\frac{Fr \cdot \Delta L}{D} \right]$	$\left[\frac{Fr \cdot L}{D} \right]_k$
600	0,5301594	5,424	0,026	0,136483	0,393674
575	0,923599	4,749	0,027	0,141732	0,781867
550	1,07956	4,5378	0,0273	0,41331	0,98625
525	1,44058	4,2012	0,028	0,146982	1,25882
500	2,071033	3,7051	0,0285	0,14691	1,921422
475	2,583514	3,430	0,029	0,152231	2,431283
450	3,372726	3,1352	0,0292	0,154856	3,217869

Titik II

RPM	Mab	Pb kg/cm ²	Tz °K	ρ_a kg/m ³	Vb m/s
600	0,632667	0,740357	431	0,586999	258,29
575	0,547255	0,746998	428	0,607742	222,639
550	0,522776	0,7453942	424	0,60065	211,6839
525	0,490878	0,7657613	422,6	0,619089	198,439
500	0,422375	0,7541854	412,5	0,624578	168,694
475	0,407825	0,767644	402,6	0,6514913	160,0914
450	0,368999	0,749506	401,8	0,637344	145,425

RPM	$\left[\frac{Fr \cdot L}{D} \right]_m$	Reynold $\times 10^5$	$\left[\frac{Fr \cdot \Delta L}{D} \right]$	$\left[\frac{Fr \cdot L}{D} \right]_k$
600	0,3936764	5,4787	0,3070866	0,0865898
575	0,781867	4,9174	0,3188976	0,4629694
550	0,93625	4,68	0,330709	0,605541
525	1,25882	4,383	0,336614	0,922206
500	1,921423	3,726	0,354331	1,567092
475	2,4312833	3,536	0,413386	2,0178973
450	3,217869	3,213	0,420472	2,797397



BILIK PERPUSTAKAAN
INSTITUT TEKNOLOGI
SEPULUH - NOPEMBER

Titik III

RPM	Mac	Pc = Pt kg/cm ²	T _a °K	ρ_c kg/m ³	V _c m/s
600	0,789956	0,582455	405	0,49120235	312,622
575	0,609874	0,664898	415	0,5574269	244,318
550	0,578999	0,6695833	409	0,5546898	230,265
525	0,52545	0,71329182	416	0,58732954	210,749
500	0,465776	0,6817004	401,9	0,57945121	183,6223
475	0,421975	0,75780080	401,2	0,64528104	162,665
450	0,3789776	0,7293096	398,9	0,62455315	148,8452

Titik IV

RPM	Pd kg/cm ²	T ₄ °K	ρ_d kg/m ³	V _d m/s
600	0,6098847	410	0,582682	19,4903
575	0,669004	415,6	0,5599908	15,689
550	0,6853627	411	0,5643621	14,5999
525	0,7269347	418	0,5956464	13,409
500	0,6917965	403	0,5858083	11,71705
475	0,7665226	402	0,6507848	10,40494
450	0,7438623	400,9	0,6337787	9,46233

Titik V

Kecepatan RPM	Ve m/s	Mae
600	302,1253	0,758763
575	243,2001	0,606648
550	226,3177	0,5676863
525	207,81064	0,516881
500	181,6297	0,460093
475	161,2896	0,409076
425	146,6786	0,372529

4.2.5. KEBISINGAN PADA SALURAN BUANG

Bagian yang merupakan sumber bising pada sistem saluran gas buang adalah :

- Silencer
 - Ujung Pipa, dalam hal ini berlaku seperti nozzel/jet.
-

Kebisingan pada silencer terjadi karena adanya drop tekanan dalam unit silencer. Drop tekanan ini dikarenakan adanya perubahan temperatur gas buang akibat pendinginan ataupun perubahan diameter pipa.

Kebisingan pada ujung pipa saluran gas buang juga disebabkan drop tekanan. Tekanan gas buang yang mengalir dalam pipa mempunyai tekanan yang lebih besar daripada tekanan udara disekitarnya pada waktu gas buang tersebut lepas dari ujung pipa (exhaust port).

4.2.6. KEBISINGAN PADA SILENCER

Tingkat kebisingan yang timbul pada unit silencer dapat ditentukan dengan terlebih dahulu mengetahui parameter parameter yang diperlukan. Parameter parameter tersebut adalah :

- Kecepatan aliran gas buang (V) dalam ft/sec.
 - Luas penampang melintang dari unit silencer (A) dalam ft^2 .
 - Temperatur gas buang (T) dalam $^{\circ}\text{F}$.
 - Prosentase bukaan dari penampang unit silencer dibagi luas total melintang penampang silencer (P).
-

Semua parameter tersebut dihubungkan dalam satu persamaan untuk menentukan kebisingan yang timbul yaitu :

$$LW = 145 + 55 \log V + 10 \log A - 45 \log P/100 -$$

$$20 \log \frac{460 + T}{530}$$

Pada putaran mesin 600 RPM, maka pada silencer akan didapat tingkat daya bunyi sebesar :

$$LW = 145 + 55 \log 3836,627 + 10 \log 0,760581 -$$

$$45 \log \frac{21,33}{100} - 20 \log \frac{460 + 278,6}{530}$$

$$= 78,2384 \text{ dB}$$

Dengan cara yang sama, berdasarkan data yang telah didapat maka akan didapat tingkat daya bunyi pada putaran di bawah 600 RPM sebesar :

Putaran Mesin RPM	Tingkat Daya Bunyi dB
600	78,2484
575	72,9383
550	71,3166
525	69,1324
500	66,2329
475	63,4157
450	61,1734

4.2.7. KEBISINGAN JET/NOZZLE PADA UJUNG PIPA BUANG

Persamaan untuk menentukan tingkat daya bunyi menyeluruh pada jet yang terjadi pada exhaust port adalah :

$$LW = 10 \log (5 \times m V^2 \times \xi \times 10^{11}$$

Pada putaran mesin 600 RPM, diketahui :

m = laju aliran massa = 0,6883 kg/s

V = Kecepatan aliran pada jet = 302,1253 m/s

ξ = Konstanta efisiensi ; $M^5 \cdot 10^{-4}$ untuk bilangan

Mach ; 0,758763 ($0,4 < M < 2$)

$\xi = 2,51496 \cdot 10^{-5}$

Maka tingkat daya bunyi menyeluruh yang terjadi adalah :

$$LW = 10 \log \left[5 \times 0,6883 \times (302,1253)^2 \times 2,51496 \cdot 10^{-5} \times 10^{11} \right]$$

$$= 118,977 \text{ dB}$$

Dengan cara yang sama, untuk putaran dibawah 600 RPM akan didapat tingkat daya bunyi sebesar :

Putaran Mesin RPM	Tingkat Daya Bunyi dB
600	118,977
575	116,603
550	115,709
525	114,659
500	112,983
475	111,923
450	110,606

4.3. PERHITUNGAN L_W (SOUND POWER LEVEL) SECARA TEORETIS

Rumus pendekatan untuk menyatakan besarnya daya bunyi yang telah dikemukakan di muka adalah :

$$LW = 10 \log \frac{W}{W_{ref}}$$

dimana :

LW = Daya Bunyi

W = Sound Power of Machine (Watt)

W_{ref} = Daya referensi = 10^{-12} Watt

sedangkan W sendiri mempunyai persamaan :

$$W = F_n \times W_m$$

dimana :

F_n : Sound Power Convection Factor.

F_n untuk berbagai peralatan di KM mempunyai harga yang berbeda-beda. Namun untuk perhitungan, harga F_n dapat didekati dengan menggunakan tabel 4.1.

W_m : Power of machine (watt)

Pada putaran 600 RPM daya yang timbul :

28.228,64 Watt

NO	Jenis Peralatan	Operation Range		
		Low	Mid	High
1.	Air Compresor 1 - 100 Hp	$3,0 \times 10^{-7}$	$5,3 \times 10^{-7}$	$1,0 \times 10^{-6}$
2.	Gear Trains	$1,5 \times 10^{-8}$	$5,0 \times 10^{-7}$	$1,5 \times 10^{-6}$
3.	Loud Speakers	$3,0 \times 10^{-2}$	$5,0 \times 10^{-2}$	$1,0 \times 10^{-2}$
4.	Motor Diesel	$2,0 \times 10^{-7}$	$5,0 \times 10^{-7}$	$2,5 \times 10^{-6}$
5.	Motor Elektrik 1000Rpm	$1,0 \times 10^{-8}$	$1,0 \times 10^{-7}$	$3,0 \times 10^{-7}$
6.	Pompa - Pompa diatas 1600 Rpm	$3,5 \times 10^{-6}$	$1,4 \times 10^{-7}$	$5,0 \times 10^{-5}$
7.	Pompa - Pompa dibawah 1000 Rpm	$1,1 \times 10^{-6}$	$4,4 \times 10^{-6}$	$1,6 \times 10^{-5}$

Noise Source Conversion Faktor (FN)

Tabel 4.1.

Maka didapat :

$$\begin{aligned} W &= 2,5 \times 10^{-6} \times 28.228,64 \\ &= 0,07057 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Sehingga harga LW,

$$\begin{aligned} LW &= 10 \log \frac{0,07057}{10^{-12}} \\ &= 108,486 \text{ dB} \end{aligned}$$

4.4. PENENTUAN BATAS WAKTU

Seperti yang telah dijelaskan dimuka, bahwa manusia mempunyai ambang batas pendengaran, hal ini perlulah kiranya diperhatikan. Apabila kita tidak mengerti akan hal ini maka akan fatal akibatnya bagi kita sendiri. Oleh karena itu menurut "OSHA" (Occupational Safety And Health Act), perlulah badan ini menentukan waktu yang diperbolehkan manusia ditempat bising. Suatu badan kemanusiaan ini merumuskan suatu persamaan :

$$T_n = \frac{16}{2^{0,2(L-85)}} \dots\dots\dots \text{Jam}$$

dimana :

Th : Batas waktu yang diperbolehkan (Jam)

L : Tingkat kebisingan dalam satuan dB.

Dengan menggunakan rumusan diatas, kita akan menentukan batas waktu yang diperbolehkan bagi para mahasiswa yang berpraktikum di lab.Mesin kapal, yang mana lab.Mesin kapal menggunakan mesin Jastram yang telah kita tentukan tingkat kebisingannya. Dengan hasil perhitungan diatas kita akan menghitung harga 'Tn'.

Untuk lebih mudahnya, kita mengambil Tingkat kebisingan yang paling tinggi. Tentunya tingkat kebisingan yang tertinggi adalah putaran yang tertinggi pula. Karena itu pada putaran 600 RPM akan ditentukan batas waktunya.

4.3.1. PENENTUAN 'Tn' AKIBAT KEBISINGAN SILINCER

Dari hasil perhitungan tingkat kebisingan diatas, untuk silincer pada putaran mesin 600 RPM tingkat

kebisingannya : 19,55991 dB. maka :

$$\begin{aligned} T_n &= 16 / (2^{0,2(78,2384-85)}) \\ &= 40,8516 \text{ Jam.} \end{aligned}$$

4.3.2. PENENTUAN 'Tn' AKIBAT KEBISINGAN JET/NOZZEL

Dari hasil perhitungan untuk tingkat kebisingan jet didapat LW = 118,997 dB. maka :

$$\begin{aligned} T_n &= 16 / (2^{0,2(118,997 - 85)}) \\ &= 0,14405 \text{ Jam} \\ &= 8,643 \text{ menit.} \end{aligned}$$

B A B V

K E S I M P U L A N

Dari hasil-hasil perhitungan dalam analisa kebisingan pada saluran gas buang dan dari dasar teori yang disajikan dalam penulisan Tugas Akhir Skripsi ini dapat disimpulkan :

1. Kebisingan merupakan hal yang sangat merugikan dalam masyarakat modern. Hal ini karena kebisingan dapat mengganggu seseorang baik secara fisik maupun phsikis.
 2. Kebisingan dalam kategori structure - borne noise yang timbul pada motor diesel adalah kebisingan yang secara teoritis sangat sukar diatasi.
-

3. Kebisingan pada saluran pipa buang dipengaruhi oleh :

- putaran mesin.
- perlengkapan dan susunan dari saluran gas buang.
- diameter dan jenis pipa yang dipakai untuk saluran gas buang .
- tipe dan karakteristik dari silencer yang digunakan pada sistem saluran gas buang.

4. Dalam analisa tingkat kebisingan saluran pipa gas buang mesin Jastram pada Lab.Mesin Jurusan Teknik Permesinan Kapal ITS, didapat tingkat daya bunyi yang dipancarkan pada putaran 600 RPM adalah :

- untuk unit silncer : 78,2384 dB
- untuk jet/nozzel : 118,977 dB

5. Daya bunyi secara teoritis dari mesin Jastram pada putaran 600 RPM yang dioperasikan pada kondisi Highrange adalah : 108,486 dB. Ini membuktikan bahwa sistem gas buang pada

Lab.Mesin di Jurusan Teknik Permesinan Kapal ITS dapat dikatakan hampir sempurna/baik. Bisa dilihat perbandingan antara LW menyeluruh pada sistem gas buang dengan LW secara teoretis. Harga kedua LW tersebut berdekatan.

6. Batas waktu mahasiswa berada di Lab. :

- Untuk unit Silencer : 40,8516 jam.
- Untuk Jet/Nozzle : 0,14405 jam.

dapat disimpulkan bahwa para mahasiswa tidak perlu menggunakan alat perlindungan pendengaran. Karena waktu untuk praktikum kurang dari batas waktu yang disyaratkan.

P E N U T U P

Dengan mengucap Syukur Allhamdulillah, atas segala kemurahan yang diberikan Tuhan Yang Maha Esa, sehingga penyusunan Tugas Akhir Skripsi ini dapat terselesaikan tanpa ada hambatan yang berarti.

Penyusun menyadari sepenuhnya, bahwasannya sebagai manusia ciptaan Tuhan dengan segala keterbatasannya, maka yakinlah bahwa dalam penyusunan Tugas Akhir Skripsi ini masih banyak terdapat kekurangan-kekurangan yang masih memerlukan penyempurnaan, meskipun usaha yang telah dilakukan telah semaksimal mungkin. Dengan adanya hal tersebut diatas, saran dan kritik untuk menunjang kesempurnaan Tugas Akhir Skripsi ini dapat bermanfaat bagi Almamater tercinta, dan semoga pula Tugas Akhir Skripsi ini dapat dijadikan bahan referensi bagi para mahasiswa Jurusan Teknik Permesinan Kapal ITS untuk masa mendatang.

Terimakasih.

Penyusun

DAFTAR PUSTAKA

1. I Wayan Warsika ; "Analisa Tingkat Kebisingan Motor Diesel Pada Kapak Patroli Cepat FPB - 57" , Tugas Akhir - 1991
2. Moch. Imam Hanafi ; "Pemilihan Turbo Carge Untuk Mesin Jastram" , Tugas Akhir - 1987
3. L. L. Faukner, Ph.D ; "Handbook of industrial noise control" Industrial Press Inc, New York company.
4. D. Mc Cloy & Martin, H R ; "Control of Fluid power".
5. L. L. Beranek ; "Noise And Vibration Control"
6. E. G. Richardson, B.A. ,Ph.D, D.Sc. ; "Technical Aspect of Sound" , Elsevier Publishing Company.
7. Cyril M. Harris ; "Handbook of Noise Control" , McGraw Hill Book Company, New York.
8. L. V. Armstrong , J.B. Hartman ; "The Diesel Engine Its Theory And Economics" , The Macmillan Company, New York.
9. Robert W. Fox , Alan T. McDonald ; "Intorduction To Fluid Mechanics" , The Macmillan Company, New York.
10. Frank M. White ; "Fluid Mechanics" , McGraw Hill, Inc.
11. J.P. Holman ; "Heat Transfer".
12. Wiranto Arismunandar ; "Motor Diesel Putaran Tinggi".
13. Liek Wilarjo, Ph.D ; "Mekanika Zalir" , Airlangga - Jakarta 1986

Gas Heat Capacity at Constant Pressure

Heat Capacity at Constant Pressure of Gases at One Atmosphere, C_p/R

$t, ^\circ K$	Ar	CCl_2F_2	CH_4	CH_3OH	CO	CO_2	H_2	H_2O	He	N_2	NH_3	NO	N_2O	O_2	SO_2	Air*	$t, ^\circ K$
100	2.500	4.780	4.690	4.323	3.593	3.512		4.006	2.500	3.500	4.003	3.555	3.530	3.501	4.032	3.5524	100
200	2.500	7.021	4.026	4.830	3.501	3.581		4.010	2.500	3.501	4.058	3.658	4.043	3.503	4.375	3.5052	200
300	2.500	8.721	4.295	5.531	3.505	4.460		4.049	2.500	3.503	4.281	3.590	4.655	3.534	4.805	3.5059	300
400	2.500	9.900	4.671	6.530	3.529	4.952		4.130	2.500	3.518	4.622	3.602	5.134	3.621	5.225	3.5333	400
500	2.500	10.706	5.574	7.563	3.553	5.546	3.520	4.236	2.500	3.558	5.090	3.667	5.515	3.739	5.690	3.5582	500
600	2.500	11.258	6.282	8.502	3.661	5.669	3.527	4.368	2.500	3.621	5.576	3.756	5.526	3.860	5.897	3.6626	600
700	2.500	11.644	6.951	9.327	3.749	5.938	3.540	4.508	2.500	3.699	5.738	3.853	6.088	3.967	6.127	3.7455	700
800	2.500	11.920	7.569	10.051	3.837	6.163	3.562	4.656	2.500	3.781	6.084	3.942	6.305	4.057	6.304	3.828	800
900	2.500	12.122	8.131	10.686	3.918	6.351	3.593	4.808	2.500	3.860	6.413	4.021	6.486	4.132	6.441	3.906	900
1000	2.500	12.274	8.635	11.245	3.991	6.509	3.632	4.962	2.500	3.932	6.722	4.089	6.638	4.194	6.550	3.979	1000
1100	2.500	12.391	9.084	11.735	4.054	6.643	3.677	5.114	2.500	3.998	7.010	4.147	6.765	4.246	6.636	4.046	1100
1200	2.500	12.482	9.482	12.165	4.110	6.756	3.726	5.262	2.500	4.056	7.275	4.197	6.872	4.290	6.707	4.109	1200
1300	2.500	12.555	9.832	12.543	4.158	6.852	3.777	5.404	2.500	4.107	7.517	4.239	6.962	4.325	6.765	4.171	1300
1400	2.500	12.613	10.140	12.875	4.199	6.934	3.829	5.538	2.500	4.151	7.737	4.275	7.040	4.363	6.814	4.230	1400
1500	2.500	12.661	10.410	13.167	4.235	7.004	3.850	5.662	2.500	4.190	7.935	4.306	7.107	4.395	6.855	4.289	1500
1600	2.500	12.700	10.649	13.424	4.266	7.065	3.931	5.789	2.500	4.224	8.115	4.333	7.164	4.426	6.891	4.352	1600
1700	2.500	12.734	10.859	13.650	4.294	7.118	3.979	5.887	2.500	4.254	8.274	4.356	7.215	4.455	6.922	4.418	1700
1800	2.500	12.762	11.044	13.851	4.318	7.164	4.026	5.987	2.500	4.281	8.419	4.377	7.260	4.483	6.950	4.487	1800
1900	2.500	12.785	11.208	14.029	4.339	7.205	4.070	6.079	2.500	4.304	8.549	4.395	7.299	4.511	6.975	4.566	1900
2000	2.500	12.806	11.354	14.187	4.358	7.242	4.112	6.164	2.500	4.325	8.667	4.411	7.335	4.539	6.997	4.662	2000
2100	2.500	12.823	11.483	14.328	4.375	7.274	4.152	6.242	2.500	4.344	8.773	4.425	7.367	4.567	7.017	4.781	2100
2200	2.500	12.839	11.599	14.454	4.390	7.303	4.189	6.314	2.500	4.360	8.869	4.438	7.395	4.594	7.036	4.947	2200
2300	2.500	12.852	11.705	14.567	4.404	7.329	4.224	6.381	2.500	4.375	8.956	4.450	7.422	4.621	7.053	5.179	2300
2400	2.500	12.864	11.796	14.668	4.416	7.353	4.257	6.443	2.500	4.389	9.035	4.461	7.446	4.647	7.069	5.484	2400
2500	2.500	12.875	11.880	14.760	4.427	7.375	4.288	6.500	2.500	4.401	9.107	4.471	7.468	4.673	7.084	5.862	2500
2600	2.500	12.884	11.955	14.843	4.437	7.395	4.318	6.553	2.500	4.413	9.172	4.480	7.488	4.699	7.099	6.40	2600
2700	2.500	12.892	12.024	14.918	4.447	7.412	4.346	6.603	2.500	4.423	9.232	4.489	7.508	4.724	7.112	7.06	2700
2800	2.500	12.900	12.086	14.987	4.456	7.430	4.372	6.649	2.500	4.433	9.287	4.497	7.526	4.748	7.125	7.87	2800
2900	2.500	12.906	12.143	15.049	4.464	7.445	4.397	6.692	2.500	4.442	9.338	4.504	7.542	4.771	7.137	8.86	2900
3000	2.500	12.913	12.193	15.106	4.471	7.460	4.421	6.733	2.500	4.450	9.382	4.513	7.558	4.794	7.149	9.96	3000

*See footnote at end of table.

Tabel 1. Harga C_p/R gas

Engine type	No. of cylinders	Speed rev/min	Outputs		Full load bmep		Weight including flywheel oil and water		Overall dimensions					
			bhp	kW	Kg/cm ²	lb/in ²	Kg	tons cwt	Length to flywheel coupling face		Width		Height	
									mm	ft in	mm	ft in	mm	ft in
S12-D	3	750	435	300	12.66	180.0	7036	6 18½	2290	7 6	1149	3 9	2140	7 0
	4	750	580	400	12.66	180.0	8199	8 11	2660	8 9	1149	3 9	2140	7 0
	6	750	930	650	13.53	192.4	10740	10 11½	3480	11 5	1149	3 9	2370	7 9½
	8	750	1160	815	12.66	180.0	13305	13 2	4260	14 0	1149	3 9	2595	8 6
	6	750	930	650	13.53	192.4	10740	10 11½	3480	11 5	1149	3 9	2370	7 9½
	8	750	1200	850	13.09	186.2	13305	13 2	4399	14 5	1149	3 9	2595	8 6
	4	750	708	500	15.44	219.7	8650	8 10	2880	9 5	1500	4 11	2566	8 5
	6	1000	1416	1000	15.44	219.7	11200	11 0	3710	12 2	1500	4 11	2680	8 10
S12-F	8	1000	1888	1333	15.44	219.7	13790	13 11	4420	14 6	1500	4 11	2680	8 10
	9	1000	2124	1500	15.44	219.7	15690	15 9	4780	15 8	1500	4 11	2920	9 7
VS12-E	12	750	1740	1230	12.66	180.0	21616	21 5½	4750	15 7	1956	6 5	2612	8 6½
	12	750	1860	1300	13.53	192.4	21616	21 5½	4750	15 7	1956	6 5	2612	8 6½
	12	750	2124	1500	15.44	219.7	21616	21 5½	4750	15 7	1956	6 5	2612	8 6½
	16	2750	2832	2000	15.44	219.7	30252	29 15½	5840	19 2	2380	7 10	2807	9 2½
S17-E	6	600	1416	1000	11.69	166.3	21754	21 8½	4720	15 6	1450	4 9	3240	10 7½
	8	600	1888	1333	11.69	166.3	27235	26 16	6250	20 6	1450	4 9	3400	11 2
	9	600	2124	1500	11.69	166.3	30212	29 15	6400	21 0	1450	4 9	3300	10 10
S17-G	6	750	2400	1695	15.85	225.5	29262	28 16	4969	16 4	1845	6 1	3180	10 5
	8	750	3200	2260	15.85	225.5	36019	35 9	6610	21 8	1845	6 1	3180	10 5
	9	750	3600	2540	15.85	225.5	39727	39 32	7150	23 5	1845	6 1	3180	10 5
VS17-F	12	600	3072	2175	12.69	180.5	41658	41 0	5570	18 3	2080	6 10	3200	10 6
	16	600	4096	2925	12.69	180.5	53241	52 8	6940	22 9	2080	6 10	3200	10 6

Tabel 2. Daya Motor Diesel Empat Langkah

SIFAT-SIFAT UDARA PADA 1 atm

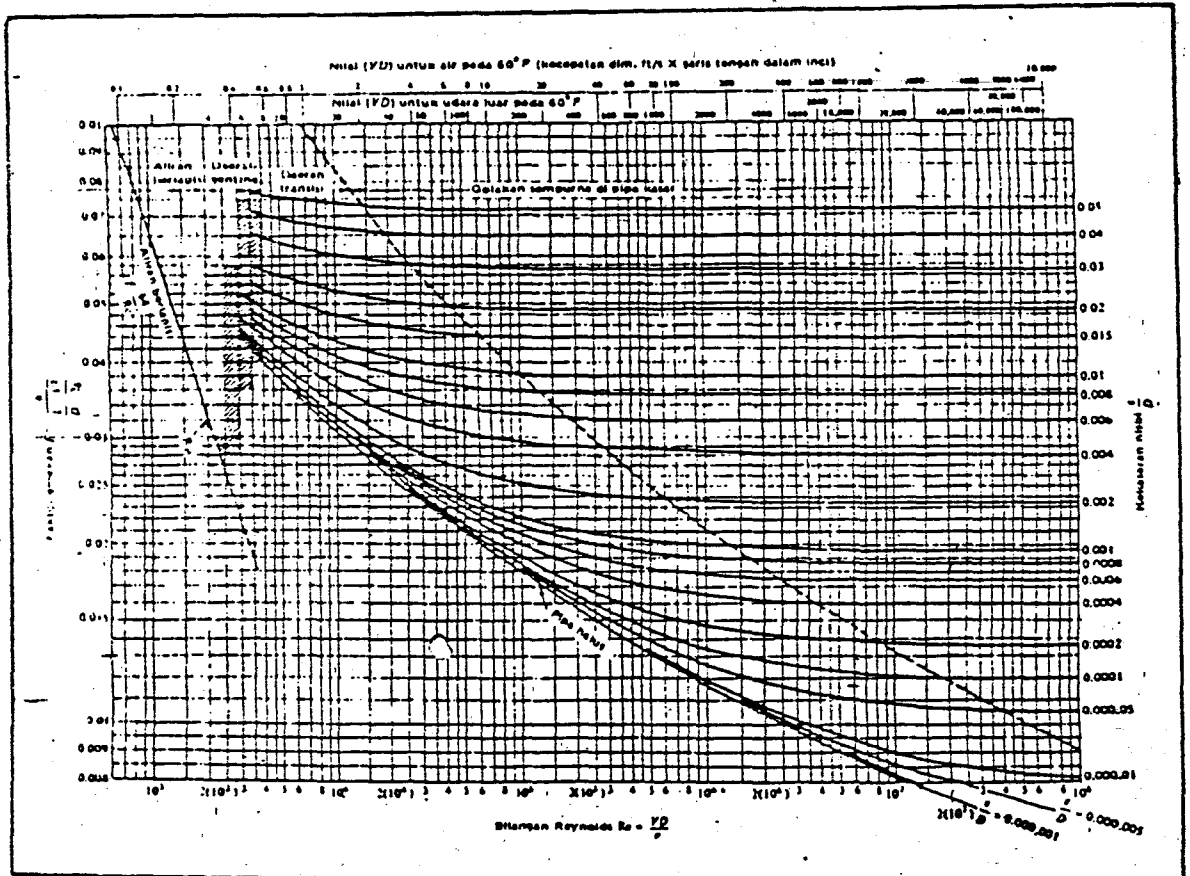
T, °C	ρ , kg/m ³	μ , (N · s)/m ² × 10 ³	ν , m ² /s × 10 ⁵
-40	1,52	1,51	0,99
0	1,29	1,71	1,33
20	1,09	1,95	1,79
100	0,946	2,17	2,30
150	0,835	2,38	2,85
200	0,746	2,57	3,45
250	0,675	2,75	4,08
300	0,616	2,93	4,75
400	0,525	3,25	6,20
500	0,457	3,55	7,77

Tabel 3. Viskositas Kinematis Gas

KEKASARAN RERATA PIPA-PIPA KOMERSIAL

Bahan (dalam keadaan baru)	ft	mm
Baja kelung	0,003-0,03	0,9-9,0
Beton	0,001-0,01	0,3-3,0
Bilah tahang-kayu	0,0006-0,003	0,18-0,9
Besi cor	0,00085	0,26
Besi bersalut-seng	0,0005	0,15
Besi-cor beraspal	0,0004	0,12
Baja komersial atau besi tempa	0,00015	0,046
Tabung/pipa tarik	0,000005	0,0015
Kaca	"Halus"	"Halus"

Tabel 4. Harga Kekasaran Pipa



Grafik 2. Harga Faktor Gesekan

Grafik 3. Koefisien Pulihan Tekanan

